

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

«На правах рукопису»

УДК \_\_\_\_\_

До захисту допущено

В.о. завідувача кафедри

\_\_\_\_\_ О.А. ОХРИМЕНКО

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2020 р.

## Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

за освітньо-науковою програмою «Технології комп’ютерного конструювання  
верстатів, роботів і машин»

зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему Підвищення показників якості металорізальних верстатів фрезерної  
групи

Виконав (-ла): студент (-ка) \_\_\_\_\_ ІІ курсу , групи МВ – 81мн

Ребров Микола Леонідович

\_\_\_\_\_ (прізвище ім’я по батькові)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник \_\_\_\_\_ к.т.н., доцент Даниленко О.В.

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Консультант з розділу \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент:

\_\_\_\_\_ к.т.н., доцент Скуратовський А.К.

\_\_\_\_\_ (посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ - 2020

**Національний технічний університет України  
„Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського“  
Механіко-машинобудівний інститут  
Кафедра конструювання верстатів і машин**

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 131 Прикладна механіка

Спеціалізація „Технології комп’ютерного проектування верстатів,  
роботів та машин“

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри  
**О.А. ОХРІМЕНКО**

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” \_\_\_\_\_ 2020 р.

**З А В Д А Н Н Я  
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ**

**РЕБРОВУ Миколі Леонідовичу**

(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема дисертації **Підвищення показників якості  
металорізальних верстатів фрезерної групи**

науковий керівник дисертації **Даниленко Олександр Васильович, к.т.н., доц.**

(прізвище, ім’я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від **“04” березня 2020 року № 800-с**

2. Термін подання студентом дисертації \_\_\_\_\_

3. Об’єкт дослідження **показники якості підчас фрезерування**

4. Предмет дослідження **вертикально-фрезерний верстат 6М12П**

5. Перелік завдань, які потрібно розробити **аналіз раніше виконаних робіт за  
обраним напрямом; розрахунок частот коливань, що можуть генеруватись складовими  
приводу головного руху, аналіз енергетичних спектрів віброакустичної активності в**

режимі холостого ходу і підчас процесу обробки, моделювання і розрахунок шпиндельного вузла засобами Autodesk Inventor, аналіз засобів зменшення вібрацій, моделювання віброопор.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу \_\_\_\_\_

1. Загальний вигляд верстата; 2. Кінематична схема; 3. Привод головного руху; 4. поворотна головка; 5. Моделювання і розрахунок шпиндельного вузла засобами Autodesk Inventor; 6. Розрахунок частот, що генеруються складовими верстата; 7. Результати аналізу віброакустичної активності верстата. 8. Моделювання і розрахунок віброопори в середовищі Autodesk Inventor.

7. Орієнтовний перелік публікацій \_\_\_\_\_

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання 12 лютого 2020 р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз джерел інформації	13.02-18.02	
2	Ознайомлення з конструкцією базового верстату	18.02-20.02	
3	Розрахунки частот коливань верстату та аналіз отриманих даних	21.02-07.03	
4	Проведення замірів віброакустичної активності досліджуваного верстату	07.03-18.03	
5	Аналіз шляхів зменшення вібрацій	19.03-05.04	
6	Додаткове оснащення	06.04-20.04	
7	Оформлення креслень і ПЗ	21.04-11.05	

Студент \_\_\_\_\_ Ребров М.Л.  
( підпис ) ( прізвище та ініціали )

Науковий керівник дисертації \_\_\_\_\_ к.т.н., доцент, Даниленко О. В.

## РЕФЕРАТ

**Структура і обсяг роботи.** Дисертація складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Робота містить 134 сторінки, 33 рисунки і 18 таблиць, список літератури з 52 джерел і додатки на 12 сторінках.

**Актуальність теми.** Проблема діагностики та фіксації негативних змін в механічному обладнанні завжди є актуально. Визначення дефектів у вузлах (зношення, незбалансованість обертових мас та ін.) та проведення своєчасних попереджувальних заходів дозволяє уникнути ситуацій, які могли б вплинути на якість роботи обладнання або взагалі викликати аварійну ситуацію. Тим самим своєчасна діагностика зменшує можливі витрати на ремонт та брак при виробництві продукції. Одним з частовживаних методів досліджень поточного стану механізмів є метод віброакустичної діагностики. Він дозволяє не тільки в режимі реального часу відслідковувати стан обладнання, але і забезпечує можливість зручного порівняння актуальних даних з отриманими раніше і провести аналіз щодо характеру змін в системі.

**Мета і задачі дослідження.** Метою даної дисертаційної роботи є дослідження стану металорізальних верстатів на основі проведення аналізу віброакустичної активності верстата та розробка можливих шляхів зменшення вібрацій.

Мети вдалося досягти, пройшовши наступні етапи:

1. Огляд можливих варіантів проведення діагностування стану металорізальних верстатів, визначення можливих шляхів зі зниження віброакустичної активності верстатів.
2. Аналіз процесів динамічної системи верстату задля виявлення основних джерел вібрацій, ідентифікація найбільш суттєвих джерел збурень.



3. Пошук шляхів, використання яких забезпечить зниження рівню вібрацій верстату.

**Об'єкт і методи досліджень.** Об'єктом досліджень виступає вертикально-фрезерний верстат моделі 6М12П. В даній роботі проводилося дослідження його поточного стану методом проведення віброакустичної діагностики.

**Наукова новизна одержаних результатів.** Було проведено аналіз елементів приводу головного руху на предмет можливих частот вібрацій, насамперед зубчастих передач, підшипникових опор та шпиндельного вузла. На основі отриманих даних запропоновано шляхи підтримання верстату в робочому стані.

**Практичне значення результатів дослідження.** Оскільки об'єкт досліджень приймає участь в технологічних процесах приватного підприємства, то можливість попередження фінансових витрат на ремонт та заміну деяких вузлів, є досить вагомим фактором для проведення досліджень подібного типу на регулярній основі. Було виявлено декілька можливих дефектів у приводі головного руху та запропоновано оптимальні та економічно доцільні методи зниження рівня вібрацій верстату (використання віброопор та гібридних підшипників).

Ключові слова: вібродіагностика, вібрації, вимушені коливання, джерела вібрацій, підшипникові опори, віброопори.

## ABSTRACT

**Structure and scope of work.** The thesis consists of an introduction, three chapters, a conclusion, a list of sources used and annexes. The work contains 134 pages, 33 figures and 18 tables, a list of literature from 52 sources and applications on 12 pages.

**Relevance of a subject.** The problem of diagnosis and recording of negative changes in mechanical equipment is always relevant. Detection of defects in nodes (wear, unbalance of rotating masses, etc.) And timely preventive measures avoid situations that could affect the quality of equipment operation or cause an emergency situation at all. Thus, timely diagnosis reduces the possible costs of repair and scrap in the production of products. One commonly used method of investigating the current state of mechanisms is the method of vibroacoustic diagnosis. It allows not only real-time monitoring of equipment status, but also makes it possible to easily compare up-to-date data with previous data and to carry out analysis on the nature of changes in the system.

**Purpose and objectives of the study.** The purpose of this thesis work is to study the state of metal cutting machines based on analysis of vibration acoustic activity of the machine and to develop possible ways to reduce vibrations.

The Goals were achieved through the following steps:

1. Overview of possible options for diagnostics of the state of metal cutting machines, determination of possible ways to reduce vibration acoustic activity of machines.
2. Analysis of the processes of the dynamic machine system to identify the main sources of vibrations, identification of the most significant sources of disturbances.
3. Find ways to reduce machine vibrations.

**Object and methods of research.** The object of research is vertical milling machine of 6M12II model. In this work, a study of its current state was carried out by means of vibration-acoustic diagnostics.

**Scientific novelty of the results obtained.** The main motion drive elements were analyzed for possible vibration frequencies, especially gear gears, bearing supports and spindle assembly. On the basis of the obtained data, ways of keeping the machine in working condition are proposed.

**Practical significance of the study results.** Since the subject of research takes part in the technological processes of a private enterprise, the possibility of preventing the financial costs of repair and replacement of some nodes is a significant enough factor for posting studies of this type on a regular basis. Several possible defects have been found in the main motion drive and optimal and cost-

effective methods of reducing the vibration level of the machine have been proposed (use of Vibration support and hybrid bearings).

**Keywords:** vibration diagnostics, vibrations, forced vibrations, vibration sources, bearing supports, vibration supports.

## РЕФЕРАТ

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка использованных источников и приложений. Работа содержит 134 страницы, 33 рисунка и 18 таблиц, список литературы из 52 источников и приложения на 12 страницах.

**Актуальность темы.** Проблема диагностики и фиксации негативных изменений в механическом оборудовании всегда актуально. Определение дефектов в узлах (износ, несбалансированность вращающихся масс и др.) И проведение своевременных предупредительных мер позволяет избежать ситуаций, которые могли бы повлиять на качество работы оборудования или вообще вызвать аварийную ситуацию. Тем самым своевременная диагностика уменьшает возможные затраты на ремонт и брак при производстве продукции. Одним из часто применимых методов исследований текущего состояния механизмов является метод виброакустической диагностики. Он позволяет не только в режиме реального времени отслеживать состояние оборудования, но и обеспечивает возможность удобного сравнения актуальных данных с полученными ранее и провести анализ относительно характера изменений в системе.

**Цель и задачи исследования.** Целью данной диссертационной работы является исследование состояния металлорежущих станков на основе проведения анализа виброакустической активности станка и разработка возможных путей уменьшения вибраций.

Цели удалось достичь, пройдя следующие этапы:

1. Обзор возможных вариантов проведения диагностирования состояния металлорежущих станков, определение возможных путей по снижению виброакустической активности станков.

2. Анализ процессов динамической системы станка для выявления основных источников вибраций, идентификация наиболее существенных источников возмущений.

3. Поиск путей, использование которых обеспечит снижение уровня вибраций станка.

**Объект и методы исследований.** Объектом исследований выступает вертикально-фрезерный станок модели 6М12П. В данной работе проводилось исследование его текущего состояния методом проведения виброакустической диагностики.

**Научная новизна полученных результатов.** Был проведен анализ элементов привода главного движения на предмет возможных частот вибраций, прежде всего зубчатых передач, подшипниковых опор и шпиндельного узла. На основе полученных данных предложены пути поддержания станка в рабочем состоянии.

**Практическое значение результатов исследования.** Поскольку объект исследований принимает участие в технологических процессах частного предприятия, то возможность предупреждения финансовых затрат на ремонт и замену некоторых узлов, является достаточно весомым фактором для проведения исследований подобного типа на регулярной основе. Было обнаружено несколько возможных дефектов в приводе главного движения и предложены оптимальные и экономически целесообразные методы снижения уровня вибраций станка (использование Виброопоры и гибридных подшипников).

Ключевые слова: вибродиагностика, вибрации, вынужденные колебания, источники вибраций, подшипниковые опоры, виброопоры.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. АНАЛІЗ ВІДОМОСТЕЙ, ОТРИМАНИХ З ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ..	5
1.1 Загальні поняття про діагностування обладнання.....	5
1.1.2 Технічне діагностування обладнання .....	5
1.1.3 Параметричні та фізичні методи діагностування обладнання.....	9
1.2. Діагностика верстатного обладнання.....	11
1.2.1 Огляд обладнання, перевірка рівня технічних рідин, механізмів керування обладнанням, перевірка відповідності комплектації та паспортних даних	12
1.2.2 Випробування верстату в режимі холостого ходу .....	12
1.2.3 Перевірка органів керування обладнанням .....	13
1.2.4 Перевірка робочих швидкостей .....	13
1.2.5 Перевірка підшипникових опор .....	13
1.2.6 Перевірка механізмів верстатного обладнання.....	13
1.2.7 Перевірка рівнів шуму та вібрацій .....	14
1.2.8 Перевірка верстатного обладнання при прискорених переміщеннях та циклах .....	15
1.2.9 Перевірка органів ручного керування.....	15
1.2.10 Перевірка величин швидкостей приводу головного руху .....	15
1.2.11 Перевірка величин подач верстата .....	16
1.3. Підшипникові опори і діагностування їх стану.....	16
1.3.1 Загальна класифікація підшипників кочення.....	16
1.3.2 Дефекти в підшипникових опорах.....	17
1.3.3 Основні дефекти підшипникових опор та їх причини.....	18
1.3.4 Ознаки дефектів у підшипниках .....	21
1.4. Зубчасті передачі, характерні дефекти і неполадки.....	22
1.4.1 Основні ознаки при діагностуванні дефектів і неполадок в зубчастих передачах .....	22
1.5. Неврівноваженість мас, що обертаються .....	25
1.5.1 Основні відомості.....	25
1.6. Шляхи зменшення вібрацій .....	27
1.6.1 Технологічні шляхи зменшення рівня вібрацій.....	28
1.6.2 Конструктивні методики для зменшення рівня вібрацій .....	28
2. ДОСЛІДЖЕННЯ НА ПРЕДМЕТ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ АКТИВНОСТІ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ 6М12П .....	31
2.1 Загальний опис верстату та основні технічні характеристики верстату 6М12П .....	31
2.2 Розрахунки частот коливань.....	32
2.3 Проведення числових розрахунків частот вібрацій приводу головного руху.....	34
2.4 Технічне забезпечення, за допомогою якого проводились заміри на вібраційну та акустичну активність верстату .....	89
2.5 Аналіз спектрограми звуку роботи верстату 6М12П .....	92

2.6	Діагностування стану шпинделя верстату 6М12П з використанням CAD/CAE системи Autodesk Inventor. ....	97
2.6.1	Проведення статичного аналізу.....	97
2.6.2	Проведення модального аналізу .....	101
2.7	Висновки до розділу .....	103
3.	ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ВІБРАЦІЙ.....	105
3.1	Зменшення вібрацій викликаних роботою зубчастих передач .....	105
3.3	Метод зменшення вібрацій, шляхом використання гібридних керамічних підшипникових опор.....	110
3.4	Заходи щодо віброізоляції верстату .....	112
3.4.1	Розрахунок віброізоляторів .....	120
3.4.2	Монтаж верстату на фундамент та його розрахунок .....	123
3.4.3	Розрахунок фундаменту.....	123
2.5	Висновки до розділу .....	127
	ВИСНОВКИ .....	128
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ .....	130

## ВСТУП

Постійне покращення та оптимізація механізмів, вузлів та деталей в технічних системах зумовлює постійний пошук і розробку принципів і методів для проведення робіт з контролю та діагностики їх поточного стану, пошук закономірностей та можливостей прогнозування поведінки обладнання в майбутньому. Для підвищення продуктивності верстатного обладнання і розширення його технологічних можливостей, останнім часом все більше уваги звертають саме на зменшення кількості металевих елементів конструкції приводу і заміну їх на сучасні композитні матеріали, розширення діапазонів швидкостей обробки матеріалів, що призводить до зростання динамічної навантаженості на вузли та деталі самого верстату, і як результат до зростання кількості можливих дефектів, які найчастіше проявляють себе у вигляді вібрацій і шумів, що в свою чергу негативно впливає на якість обробки, знижує запас ресурсу роботи деяких елементів приводу та в деяких випадках має вплив на персонал підприємства.

Діагностика стану верстату є особливо актуальною безпосередньо в процесі його роботи, адже при таких умовах можливим є проведення глобального аналізу динамічних багатьох процесів, що виникатимуть під час його роботи. Збір, аналіз та подальше статистичне дослідження дозволяє забезпечити підвищені характеристики обладнання, такі як довговічність (ресурс роботи), надійність та точність вже на етапі проектування вузлів чи верстату в цілому.

Найпоширенішим є метод вібродіагностики шляхом аналізу тимчасових і спектральних вібраційних діаграм. Цей метод на відміну від інших, дозволяє фіксувати в реальному часі, виникаючі під час робочого процесу, зміни стану динамічної системи, причинами якого можуть бути наступні фактори:

- зношування ріжучого інструменту, чи окремих елементів приводу;
- дефекти в елементах приводу (початкові чи набуті);
- похибки в кінематичному ланцюгу;
- не правильно підібрані режими обробки, частіше всього - різання.



Оскільки верстат являє собою складну відкриту систему, в якій є певна кількість можливих джерел вимушених коливань, а також вона сприймає вплив зовнішніх збурювачів, то відповідно існує і велика кількість наукових праць, різноманітних методик, в яких було розглянуто можливі та ефективні шляхи зниження віброактивності для певного конкретного елемента, а не в контексті всієї технологічної системи загалом. І саме тому створення та подальше використання методів діагностування та аналізу впливів дефектних елементів на загальний стан системи верстату є необхідним для розробки і впровадження в майбутньому конструктивних і технологічних рішень, для зниження віброактивності обладнання загалом.

І тому, можна стверджувати, що питання діагностики поточного стану металорізальних верстатів залишатиметься і надалі актуальним і потребуватиме подальших досліджень впливу динамічної системи самого верстату і багатьох інших зовнішніх факторів на стабільність роботи верстату, а також можливих шляхів зменшення вібрацій, адже зафіксувати і попередити критичний стан системи є більш економічно вигідним ніж проводити ремонтні заходи, усуваючи його наслідки.

## 1. АНАЛІЗ ВІДОМОСТЕЙ, ОТРИМАНИХ З ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ

### 1.1 Загальні поняття про діагностування обладнання

Діагностування – це розділ знань, який включає в себе теорію та методи діагностичних процесів, та принципи створення засобів для діагностування. Через те, що в даній роботі проводиться діагностування стану металорізального верстату, будемо використовувати методи і засоби технічного діагностування [1].

Технічним діагностуванням користуються в першу чергу, коли необхідно визначити стан певного об'єкту в таких випадках:

- 1) коли необхідно провести діагностування об'єкту в даний момент часу;
- 2) коли необхідно спрогнозувати стан об'єкту в деякий момент часу в майбутньому;
- 3) коли необхідно визначити в стані об'єкту в минулому.

#### 1.1.2 Технічне діагностування обладнання

Використання різних методів технічного діагностування дає можливість своєчасно визначити неполадки чи можливі види «природних» дефектів, що виникають під час роботи та експлуатації різних приладів та технологічних систем. До таких дефектів можуть відноситися: корозія, ерозія, зношування, тріщини які з'являються в результаті природної втоми металу, об'ємну і пружну деформації і т.д. Також до факторів що впливають на стан технологічної системи та приладу відносять: недотримання міжремонтних інтервалів, технології проведення ремонтних робіт та технічного обслуговування, виготовлення та монтування приладів з порушенням вимог, перевищення допустимих технічних характеристик. Крім цього, методи технічного діагностування дозволяють вивчати ознаки, засоби та методи, що допомагають зрозуміти природу та причину появи та місцезнаходження дефектів що можуть так чи інакше впливати на прилади та різноманітні технологічні системи.

Створення та оптимізація засобів та методів, що дозволяють підвищити ефективність процесу діагностування і є головною ціллю технічного діагностування, що в свою чергу базується на теоріях контролездатності та розпізнання образів.



Рис. 1.1. Структура технічного діагностування

Створення та напрацювання засобів та методів перевірки стану об'єкту, знаходження дефектів, що виникають під час експлуатації та отримання різноманітної діагностичної інформації являє собою теорію контролездатності. Вцілому це поняття використовують при проведенні оцінки технічного стану відповідно до заданої достовірності із мінімальними втратами, часу, коштів та здатності обраного об'єкту до виконання робіт.

В свою чергу, входячи до складу технічного діагностування, теорія розпізнання образів має в собі :

- 1) правила, користуючись якими приймаються рішення щодо приналежності об'єктів до певних класів стану;
- 2) алгоритми для розпізнавання критичних станів об'єктів;
- 3) створення діагностичних моделей та симуляцій;

Виконуючи діагностування об'єкту та використовуючи вище згадані теорії встановлюють такі наступні стани, в яких може перебувати об'єкт:

- справний,
- працездатний,
- граничний.

На достовірність діагностування впливає декілька різноманітних факторів, проте одними з тих, що здійснюють найбільший вплив на результат проведених робіт

є якість алгоритмів дій що використовувалися під час діагнозу та якість засобів діагностування.

Для збільшення результативності процесу діагностування треба проводити подальшу оптимізацію алгоритмів аналізу даних, у відповідності до обраного об'єкту. Для того щоб зрозуміти, чи є можливим процес оптимізації алгоритмів, треба визначити, чи кількість елементарних перевірок, що необхідно виконати для розв'язання поставленої задачі менша загальної кількості допустимих фізично можливих та тих які реалізуються для даного об'єкту. Виконуючи ряд елементарних перевірок можемо отримати різну інформацію технічного стану технологічного об'єкту, залежно від затрат часу, засобів та коштів. Нерідко, проведення однакових перевірок, може дати кардинально різні результати, при умові, що черговість самих перевірок буде іншою. І тому в таких випадках обирають різні варіанти алгоритмів проведення діагнозу, що будуть відрізнятися один від одного чергуванням проведення певних операції чи їх кількістю або різними як чергуванням, так і кількістю.

Коли мова йде про засоби діагностування, то їх загалом розділяють на види – програмні та апаратні, вбудовані та зовнішні, автоматизовані, автоматичні чи ручні, універсальні і спеціалізовані.

Маючи на меті дослідження стану об'єкту або технологічної системи, не варто також забувати, що при проведенні оптимізації всіх процесів діагнозу, є можливість якісного підвищення ефективності і результативності самого процесу дослідження. Насамперед, досягти цього можна при використанні даних раніше виконуваних дослідницьких робіт з пошуку та усуненню несправностей, даних щодо можливих неполадок та ймовірності їх виникнення та даних про середні затрати ресурсів на їхнє виявлення та ліквідацію. У випадку, коли таких даних недостатньо чи взагалі немає, треба власноруч проводити збір необхідної інформації використовуючи перевірені апаратні засоби діагнозу, що забезпечують необхідну точність для дослідження та мають функцію автоматичного запису даних. Це дозволяє бути впевненим в достовірності та якості отриманих результатів, а ще процес обробки даних буде спрощено.

При проведенні роботи з ТД стану певного об'єкту чи ТС в цілому, крім перевірки на предмет справності, проводиться перевірка і на працездатність, яка в свою чергу не є достатньою, бо при такій перевірці недослідженими залишаються приховані дефекти, як наприклад раковини, тріщини і т.ін. .

ТД дозволяє збільшувати надійність об'єктів та технологічних систем, бо діагностування дозволяє, так чи інакше визначати слабкі місця в конструкції. При цьому використовується чи функціональне чи тестове діагностування, вибір варіанту діагнозу залежить від мети, що поставлено та об'єкту чи ТС якого типу досліджують.

Тестове діагностування представляє собою використання засобів, коли подають на об'єкт дослідження вихідні сигнали від збудовачів з засобів діагностики, а потім отримують і аналізують вхідні сигнали що містять в собі інформацію щодо реакції об'єкту на вихідні сигнали. Такий вид діагностики використовують, якщо необхідно провести контроль працездатності системи автоматики, виконавчих механізмів, систем енергозабезпечення і т.д..

Функціональне діагностування представляє процес аналізу робочих впливів самого об'єкту. Наприклад, при функціональному діагностуванні масляного насоса верстату, вимірюють та проводять аналіз таких даних: робочий тиск, подача, споживана потужність, та інші параметри, що є задіяними в алгоритмі роботи, маючи при цьому на увазі режим роботи.

Діагностуючи об'єкти або технологічну систему, треба завжди визначати кількісні показники вимірюваних параметрів, не забуваючи при цьому оцінку похибок. Даний процес необхідно повторювати при всіх можливих режимах роботи. У випадку, коли досягти фіксованого режиму роботи неможливо, діагностика проводиться за постійно змінюваних режимах роботи, із визначенням при цьому характеристик та певних контрольованих величин.

Часто трапляються випадки, в яких певний об'єкт чи технологічна система знаходячись в працездатному стані, може бути несправним, з того, що в ньому виник один чи декілька дефектів. Тому проводячи технічне діагностування усі знайдені при дефектуванні дефекти поділяють в залежності від причин відмови працездатності та в подальшому аналізують рівні критичності цієї відмови. [2] Спираючись на вимоги

ТБ, а також наслідків відмови працездатності, можемо прийняти рішення щодо подальше продовження експлуатації об'єкту. Тільки за умови проведення повного технічного діагностування можна стверджувати про точність та достовірність оцінки причин та наслідків відмови працездатності.

### 1.1.3 Параметричні та фізичні методи діагностування обладнання

Методи діагностики поділяються на параметричні та фізичні в залежності від природи параметрів що контролюються в обраному об'єкті або технологічній системі.

**Параметричні методи дослідження** – представляють методи, що контролюють працездатність об'єкту в цілому, так при розгляді його окремих елементів. Наприклад, при розгляданні працездатності верстату в цілому чи окремо шпинделя, задньої бабки, напрямних та ін. . В основі закладено контроль головних внутрішніх параметрів, а ще вихідних-вхідних сигналів, на основі яких можемо робити висновки щодо правильності функціонування обраного об'єкту. Використовуючи даний метод можна проводити контроль стану досліджуваного об'єкту і під час його експлуатації, і у випадку, коли роботи на ньому не проводяться.

**Фізичні методи дослідження обладнання** – це контроль характеристик певних явищ, які виникають в об'єкті, що досліджується, під час його функціонування. Приклади таких явищ :

- магнітні та електричні поля,
- вібрації, шуми,
- нагрів, та ін. .

В основі даних методів є використання фізичних явищ, за допомогою яких можемо охарактеризувати працездатний і непрацездатний стан об'єкту, тому дані методи ще кличуть методами неруйнівного контролю і поділяють на дві основні групи. Перша, коли треба використати методи контролю у непрацездатному стані, а друга – проводиться дослідження в статичних режимах роботи досліджуваного об'єкту.

Використовуючи фізичні методи при дослідженні об'єкту в його працездатному стані, можна виявити зношування, що перевищує допустимі значення, крім того різні пошкодження в рухомих вузлах. Такими методами є акустичні та теплові методи дослідження, а ще методи статичного опрацювання змін у вихідних параметрах досліджуваного об'єкту.

У випадку, якщо розглядається непрацездатний стан об'єкту, то використовуючи фізичні методи можемо визначити сховані механічні пошкодження та дефекти у деталях. Це забезпечується завдяки використанню магнітних, ультразвукових, радіолокаційних, оптичних, магнітометричних методів.

**Дефектоскопічними** кличуть методи контролю стану деталей механізмів. Зазвичай, даний метод використовують у процесі ремонту верстату його деталей або вузлів, при цьому проводиться визначення механічних пошкоджень та зон, у яких виникають дефекти по'язані із експлуатацією.

За допомогою використання методів технічного діагностування та прогнозування, можна вирішити задачі, що включають у себе як теоретичний, так і практичні шляхи рішення проблем та вони є тісно пов'язаними між собою.

Теоретичний спосіб вирішення проблем насамперед являє собою побудову логічних моделей, що відображають зв'язки між даними для дослідження технічними станами об'єктів та ознаками об'єктів, і також математичних моделей обраних задля діагностування об'єктів. При цьому створюються методи діагностування та прогнозування працездатного стану обладнання протягом визначеного періоду часу, які є зв'язаними із конкретно визначеними об'єктами.

Практичний шлях полягає у аналізі функціонування об'єкту, при цьому із урахуванням зміни параметрів що контролюються, в залежності від режимів та умов його експлуатації; уточненні математичних та логічних моделей в зв'язку із наявним досвідом його експлуатації; оптимізації та ускладнення алгоритмів проведення технічного діагностування; визначенні для об'єкту досліджень оптимальних періодів контролю та ремонтних робіт; напрацюванні даних щодо показників надійності досліджуваного об'єкту, а також оцінкою можливих витрат, при проведенні діагностування працездатності під час експлуатації .

Сьогодні автоматизована система діагностики, задля своєї правильної роботи має включати в собі алгоритми та програми діагностування технічного стану верстатів, напрямних, електродвигунів, що є зв'язаними із системою керування, технічного обслуговування та ремонту, для того щоб виконувати наступні завдання як:

1. Швидке діагностування та прогнозування змін параметрів технічного стану технологічної системи для вибору оптимальних рішень у системі керування верстату;
2. Виконання глибокого діагностування для визначення неполадок, що виникають під час експлуатації та не можуть бути ідентифіковані системою контролю стану самого верстату;
3. Створення рекомендацій із оптимальних міжсервісних інтервалів та рекомендацій з ремонту технологічної системи;

## 1.2. Діагностика верстатного обладнання

Перед введенням верстату у експлуатацію, критично важливим є виконання над ним пусканалагоджувальних робіт, тобто спочатку проводять операції з налаштування та випробуванню обладнання. Метою є забезпечення номінальних технічних характеристик, що передбачені самим виробником та вказані в паспорті до верстату або обладнання.

Якщо пусканалагоджувальні роботи виконані згідно із передбаченим порядком технічних вимог, то це дозволяє підвищити продуктивність та якість продукції. Після проведення робіт по налагоджуванню, має видаватися технічний висновок, який дозволяє введення верстату або устаткування в експлуатацію.

Згідно типовим методикам пусканалагоджувальних робіт, повинні виконуватися дані операції:

- 1) огляд верстату або обладнання, перевірку рівня потрібних технічних рідин, легкість переміщення рухомих вузлів та роботи рукояток, перевірку комплектації та паспортних даних;
- 2) виконують випробування верстату на холостому ходу, разом з тим



проводять роботу із перевірки приводу подач;

3) виконують випробування верстату у статичному стані, що передбачає перевірку норм точності;

4) Виконують заходи, щодо випробування верстату у роботі;

Усі вище перераховані випробування в обов'язковому порядку виконуються заводом виробником, перевірка точності проводиться підприємством замовником, у випадку якщо верстат транспортується частинами.[3]. Ще обладнання необхідно тестувати для перевірки пошкоджень під час транспортування, перевірки правильності розташування клинів, що в свою чергу може призвести до деформування станини верстату.

У разі якщо необхідним є проведення періодичного (середнього або капітального) ремонту згідно із передбаченим для верстату або обладнання планом, передбачено, що перед вводом у експлуатацію необхідно провести випробування, що передбачені ДСТУ 3004-95. [4]

1.2.1 Огляд обладнання, перевірка рівня технічних рідин, механізмів керування обладнанням, перевірка відповідності комплектації та паспортних даних

До початку виконання робіт із випробування верстату на холостому ходу або в роботі під навантаженням, треба виконати зовнішній огляд верстату, що дозволить виявити дефекти та неполадки елементів верстату що проявляються під час підключення верстату до електромережі, гідро- або пневмопривода, під час руху його робочих органів.

1.2.2 Випробування верстату в режимі холостого ходу

В результаті виконання робіт із випробувань верстату на холостому ходу можемо виявити дефекти та неполадки, що перешкоджатимуть можливості проведення подальших його випробувань. Під час такого випробування верстат

повинен працювати плавно, без сторонніх шумів, стуків, що викликатимуть коливання верстату.

### 1.2.3 Перевірка органів керування обладнанням

Перш за все потрібно проводити перевірку органів системи керування, виконуючи послідовне перемикання швидкостей в приводі головного руху верстату, приводу подач та переміщень. Виконання даних операцій дозволить пересвідчитися у правильності взаємодії механізмів верстату.

### 1.2.4 Перевірка робочих швидкостей

Проводять шляхом послідовного включення від найнижчої, до найвищої - робочих швидкостей, після чого верстат повинен дві години пропрацювати на найвищій швидкості. Паралельно проводиться перевірка приводу подач.

### 1.2.5 Перевірка підшипникових опор

Перевірка підшипників в основному зводиться до перевірки на предмет температури, що виникає при роботі на найвищому числі обертів, для підшипників на шпинделі має не перевищувати  $60^{\circ}\text{C}$  для підшипників ковзання, і для підшипникових опор кочення -  $70^{\circ}\text{C}$ . Температура підшипників на інших узлах верстату не повинна перевищувати для обох типів відмітку в  $50^{\circ}\text{C}$ . Якщо все ж таки відбувається перевищення температур, то виникатимуть теплові деформації, що призведуть до похибок під час обробки заготовок.

### 1.2.6 Перевірка механізмів верстатного обладнання

Перевірка механізмів верстату в режимі холостого ходу являє собою:

- 1) перевірку якості роботи органів керування, а саме можливість вмикати,

перемикати, фіксувати положення, наявності заклинювань;

- 2) перевірку точності при роботі автоматичних засобів, ділильних механізмів, різноманітних упорів;
- 3) перевірку на предмет мертвих ходів гвинтів при подачах;
- 4) перевірку роботи затискних механізмів;
- 5) перевірку безперебійного функціонування системи змащування;
- 6) перевірку якості роботи системи охолодження;
- 7) перевірку на наявність нерівномірностей у приводах подач;
- 8) перевірку якості функціонування електрообладнання, можливостей його пуску та зупинки, реверсу, гальмування за допомогою двигуна, регулювання обертів двигуна, швидкості дій захисних та аварійних засобів;
- 9) перевірку наявності всіх захисних засобів, що передбачені технікою безпеки;

#### 1.2.7 Перевірка рівнів шуму та вібрацій

Якість виготовлення, збирання та встановлення верстату часто визначають за рахунок шумів, що виникають в процесі роботи. Верстат, а конкретно його вузли повинні працювати плавно, без різноманітних «не природніх» шумів та коливань, які призведуть до виникнення вібрацій.

Проводячи перевірки рівнів шумів застосовують вимірювачі шуму (в децибелах) чи вимірювачі фону (в фонах), метою даної перевірки є визначення поточного рівня шуму від працюючого верстату та його відповідність, допустимим нормам, що передбачені санітарними нормами виробничого шуму, ультразвуку або інфразвуку. Гранично допустимими величинами є 70-80 дБ. Дослідження на предмет рівня шуму проводяться при найбільшій частоті обертання шпинделя, тоді в результаті проведення такої дослідницької роботи буде отриманий спектр шуму, по якому можна оцінити рівні шумів при різних швидкостях роботи обладнання.

Дослідження рівнів вібрацій проводиться на всьому діапазоні можливих частот обертання шпинделя. Найчастіше задля вимірювання рівня вібрацій на верстаті

використовують метод, при якому потрібно спеціальну оправку з биттям вимірювальної шийки, встановити у конусний отвір шпинделя. Вимірювання проводять встановленим у супорті верстату ємнісним або індуктивним датчиком та вимірюють відносні коливання, а далі на основі отриманих даних проводиться частотний аналіз. Найбільшими збудниками коливань верстату є неточності при виготовленні та монтажі зубчастих та пасових передач, підшипників, муфт, а також розбалансованість елементів приводу головного руху верстату.

#### 1.2.8 Перевірка верстатного обладнання при прискорених переміщеннях та циклах

У випадку, коли на верстаті реалізована можливість виконання прискореного холостого ходу та сповільненого робочого ходу, такий верстат має пройти дані перевірки: перевірку плавності роботи при переходах на новий цикл, перевірку на відсутність затримок під час переходів, перевірку точності роботи автоматичних засобів при зміні циклу.

#### 1.2.9 Перевірка органів ручного керування

Потрібно провести перевірку змонтованих на рухомих вузлах верстату органів ручного керування. Така перевірка полягає у визначенні величини лінійної швидкості переміщення даних органів, та їх автоматичного вимкнення якщо швидкість буде вищою ніж 10м/хв.

#### 1.2.10 Перевірка величин швидкостей приводу головного руху

Дана перевірка допустима тільки у тому випадку, коли верстат знаходиться в працездатному стані, якщо все задовольняє даній умові, то відбувається безпосередньо процес перевірки, який полягає в послідовному перемиканні

швидкостей від найнижчої до найвищої, з перевіркою кожного із ступенів не менше двох разів.

#### 1.2.11 Перевірка величин подач верстата

В цьому випадку перевірка залежить від типу подачі, розглядаючи випадок, коли величина подачі вимірюється у міліметрах на хвилину (мм/хв), тоді проводячи перевірку потрібно виміряти переміщення супорту, головки, столу та ін. , за фіксований проміжок часу. У випадку коли подача вимірюється у міліметрах на оберт (мм/об), тоді необхідно виміряти переміщення супорту, головки, столу та ін. за певну кількість обертів шпинделя, аналогічно даному методу виконується перевірка подачі, що вимірюється у міліметрах на подвійний хід.

### 1.3. Підшипникові опори і діагностування їх стану

Основним призначенням підшипників є фіксація валів із закріпленням їхньої осі, для забезпечення обертання із найменшим опором, при цьому вони забезпечують сприйняття та передачу навантажень із валів на інші частини конструкцій. У верстатах та верстатних пристроях найчастіше використовуваними є підшипники кочення, що виступають в ролі опор.

Згідно з статистичних даних, близько 90% усіх підшипників не можуть відпрацювати закладений у них термін служби, біля 20% відмов працездатності підпадає на дефекти виготовлення, перенавантаження у процесі роботи, біля 30% відмов внаслідок неправильності встановлення, а біля 40% через недостатню кількість мастила.

#### 1.3.1 Загальна класифікація підшипників кочення

Підшипникові опори кочення поділяють на типи згідно з таких ознак:

1. форми тіл кочення (кулькові, роликові);

2. особливості конструкції (самоустановні, несамоустановні);
3. кількість рядів тіл кочення(одно-, дво- та чотирьох рядні);
4. напрямок дії навантажень, які сприймає підшипникова опора (упорні, радіальні, радіально-упорні).

### 1.3.2 Дефекти в підшипникових опорах

Визначати стан підшипника та підшипникового вузла та забезпечувати прогноз їх стану у майбутньому, можна завдяки тому факту, що найпоширеніші види дефектів (дефекти виготовлення, збірки і встановлення) мають різні діагностичні ознаки, отже визначити тип дефекту що розвивається не є складною задачею.

Стан підшипників та підшипникових вузлів визначають завдяки помітній зміні загального вібраційного стану верстату, бо величини вібрацій у більшості випадків визначаються особливостями їхніх конструкцій та агрегату, у якому вони встановлені. Найсильніший вплив на зміну вібраційного стану здійснюють дані фактори:

- 1) дефекти виготовлення та збірки підшипникових вузлів;
- 2) дефекти при експлуатації;
- 3) нелінійність параметра жорсткості підшипника на коливання опор;

Усі ці дефекти є взаємопов'язаними та в більшості випадків це призводить до даних наслідків:

- 1) Зношення елементів перевищує допустимі межі, це викликає збільшення величини зазорів;
- 2) Поверхні кочення зношуються через проковзування внутрішньої обойми, по відношенню до самих тіл кочення;
- 3) Пошкодження сепаратора підшипника через неправильність збирання, викришування доріжок кочення, наслідки дії великих осьових сил;
- 4) Дефекти під час змащування, призводять до швидкого зношування сепаратора, напливів металу на всій поверхні бігових доріжок;
- 5) Руїнування підшипника, що пов'язане із втомою матеріалів внаслідок дії

навантажень, призводить до викришування доріжок кочення.

### 1.3.3 Основні дефекти підшипникових опор та їх причини

#### 1.3.3.1 Пошкодження робочої поверхні доріжок кочення (вм'ятини, подряпини і т.ін.)

У процесі виготовлення підшипника велика кількість уваги приділяється якості поверхні кочення, бо в залежності від неї в подальшому залежить його працездатність, а саме: довговічність, вібрації, шумність. Наприклад, при встановленні підшипника на вал з натягом, можна допустити помилку, що призведе до того, що навантаження, припадаюче на внутрішнє кільце, через тіла кочення буде передаватися, зовнішньому кільцю, що в підсумку призведе до появи доріжок кочення вм'ятин на поверхні. В подальшому це призведе, до викришування поверхні, навколо вм'ятин, а ще під час роботи підшипникової опори, вм'ятини будуть ставати основною причиною шуму та вібрацій.

#### 1.3.3.2 Викришування поверхонь доріжок кочення

Однією із причин появи такого явища як викришування, є втома, яка призводить до появи на поверхні доріжок кочення тріщин та розшарувань металу, що в подальшому призведе до відколювання металу у цій пошкодженій області. Це відбувається при умові, що підшипник було змонтовано із порушеннями, що викликали перевищення допустимих навантажень, через неправильну посадку на вал або скривленнями корпусу.

#### 1.3.3.3 Явище бриннелювання в підшипнику

Через перенапруження металу виникають виїмки, що в свою чергу можуть спровокувати появу на поверхні колець кочення однієї за одною виїмок, поява яких

вже відбувається внаслідок пластичних деформацій металу. Явище бриннелювання проявляє себе внаслідок дії високих ударних та критичних статичних навантажень на підшипникову опору, порушенням технології монтажу.

#### 1.3.3.4 Явище псевдобриннелювання в підшипникових опорах

Подібно до бриннелюванню, псевдобриннелювання має в собі появу виїмок на доріжках кочення. Відмінностями є те, що дані виїмки характеризуються не тільки продавлюванням металу в зонах пластичних деформацій, а й його зміщенням. Псевдобриннелювання виникає у результаті дії вібрацій машини в неробочому стані. Дане явище можна спостерігати у випадках транспортування або внаслідок вібрацій інших машин.

#### 1.3.3.5 Дефект типу задирання і подряпини

Задири та подряпини, є частим видом пошкоджень, з'являються вони зазвичай на одnobортових і безбортових кільцях при монтажу вузла. Також причиною появи задирів та подряпин є дія на торці роликів та бортиках кілець підвищених осьових навантажень та недостатнього змащування. Такі пошкодження пізніше можуть призвести до втомлюваного викришування.

#### 1.3.3.6 Пошкодження підшипникової опори внаслідок зношування

Зазвичай проблема зношування підшипника характеризується неефективним змащуванням, що в подальшому провокує зношування доріжок для тіл кочення (відшаровування, розтріскування), самих тіл кочення та сепаратору, до збільшення радіального зазору, та зміни профілю доріжки. Внаслідок втоми, поверхня доріжок стає шорсткою, що стане причиною підвищення рівня шуму та вібрацій, а також перенагріву підшипника.



### 1.3.3.7 Корозія деталей підшипникової опори

Корозія деталей призводить до значного зменшення ресурсу роботи підшипників, бо продукти корозії (оксиди), потрапляють у доріжки кочення і тоді вони виступають у ролі абразивних частинок та прискорюють зношування. Деталі підшипників схильні до корозії, бо може окислюватися змащувальний матеріал; за рахунок наявності у самому змащувальному матеріалі води, чи її частинок, конденсованої вологи, різких перепадів температур, недостатнє прилягання ущільнення..

### 1.3.3.8 Фреттинг-корозія підшипника

Фреттинг-корозія являє собою явище інтенсивного окислення деталей, між яких відбувається контакт. Зазвичай таке явище спостерігається у місцях посадки підшипника на вал та викликане слабкими навантаженнями.. Фреттинг-корозія найчастіше викликає клин внутрішнього кільця на валу, що в свою чергу робить неможливим його подальший демонтаж чи може викликати послаблення посадки на валу, також вона може призвести до розламування кільця.

### 1.3.3.9 Пошкодження підшипника електроном

У випадках, коли через підшипник проходить електричний струм може виникнути точковий піттинг (зварювання), це призведе до змін у структурі самого металу, а іноді навіть і до плавлення його робочої поверхні.

### 1.3.3.10 Руйнування елементів підшипникової опори

Надмірний натяг на етапі посадки підшипника на вал, може спричинити появу тріщин на елементах, які в подальшому призведуть до виходу його із строю. Ще частою причиною руйнування кілець є ударні перенавантаження, тобто удари під час

монтажу/демонтажу, перегрів при великій швидкості при надмірному навантаженні, який призведе до руйнування самого сепаратору або заклинювання тіл кочення.

#### 1.3.4 Ознаки дефектів у підшипниках

Найпоширенішим типом неполадок, що потребують проведення вібродіагностування є різноманітні дефекти підшипників кочення, бо в результаті виходу з ладу, утворюються вібрації, що не є кратними обертовій частоті. Тому через наявність додаткових, нехарактерних складових вібрацій на загальному спектрі, ми можемо засвідчити наявність неполадок. Наявність дефекту підшипника, при вібродіагностуванні можна визначити завдяки тому факту, що вібраційні складові дефектів підшипника характеризуються особливими частотами та трендами вібрацій.

Знаючи конструктивні розміри підшипників або підшипникових вузлів, частоти обертання їх внутрішньої та зовнішньої обойми, можемо розрахувати значення частот дефектів, приймаючи, що їх складові, являють собою планетарну передачу та між її елементами не відбувається проковзування.

##### 1.3.4.1. Вібрації, що викликаються прецесією валу

Однією з причин віброактивності підшипників та підшипникових вузлів, є величина радіального зазору, наявність чого призводить до прецесії валу, що є причиною ударів валу по тілам кочення. Такі удари і є джерелами шуму та вібрацій.

##### 1.3.4.2. Вібрації, викликані внаслідок гранності тіл кочення

Викликані ударними імпульсами, вимушені коливання, при умові серйозного пошкодження робочої поверхні бігових доріжок, тобто наявності великої кількості хвиль одночасно з гранністю тіл кочення підшипника, супроводжуються вібраціями у діапазонах частот притаманних підшипниковим гармонікам.

### 1.3.4.3. Резонансна частота тіл кочення

Природна втома матеріалів, що призводить до неполадок та виходу із ладу підшипникових опор, навіть коли їх виготовлено без порушень та дефектів, також ідеально проведено збірку та монтаж. Тому постійна діагностика поточного стану підшипників має велике значення, бо пошкодження можна зафіксувати на ранніх стадіях у процесі вимірювання рівнів вібрації, завдяки досить характерним частотам.

## 1.4. Зубчасті передачі, характерні дефекти і неполадки

### 1.4.1 Основні ознаки при діагностуванні дефектів і неполадок в зубчастих передачах

Зубчасті передачі - це механізми у складі яких є зубчасті колеса, що забезпечують зміну швидкості та напрямку руху ведучої частини приводу, коли необхідна висока точність відношень кутових швидкостей валів, ведучого та веденого.

Є величезна кількість різних типів та видів зубчастих передач, бо вони повинні вирішувати широкий спектр задач. Зубчасті передачі ділять за наступними ознаками на групи :

- 1) за типом зубців;
- 2) за напрямком осей валів, на яких розташовуються зубчасті колеса;
- 3) за розміщенням зубців;

При обертанні зубчастих коліс, для досягнення більш плавного перекочування зубців, бічні грані зубців мають характерну криволінійну форму, яку називають профілем зубців. Профіль зубців обирається так, щоб максимально забезпечити відсутність перекосів та защемлень головки одного з зубів у впадині іншого.

У машинобудуванні найбільшого поширення одержав евольвентний профіль зубців, бо його перевагами є простота виготовлення та обробки зубців, евольвентний профіль відповідає нормам міцності та шестерні з таким профілем нечутливі до

точності установки. Проте також в різних видах конструкцій використовують зубчасті передачі із несиметричним профілем (наприклад храпові механізми), круговою формою (передача Новікова) та передачі із циклоїдальною формою[9].

Ушкодження робочих поверхонь є найбільш поширеним з типів пошкоджень, бо зубчасті колеса в зачепленні постійно взаємодіють зубами, що під час проходження зони зчеплення, сприймають постійні циклічні навантаження, при цьому на «плямі» контакту діють сили тертя та нормальна сила.

Найбільш поширеними типами дефектів та неполадок зубчастих передач є:

**Абразивне зношування** - процес під час якого відбувається зношування поверхні зуба абразивними частинками, що призводить до збільшення зазору зачеплення, росту динамічних навантажень та шуму при роботі. При цьому міцність такого зубця зменшується, бо зменшується площа поперечного перерізу. Усі ці фактори можуть призвести до поломки зуба.

**Викришування, пов'язане із втомою** – відбувається внаслідок дії контактних навантажень. Викришування зуба починається у його ніжці, бо там розвиваються найбільші сили тертя, що призводять до пластичних деформацій металу та появі на зубі тріщин. Такий вид дефекту є одним з найбільш поширених та найбільш серйозним.

**Заїдання зубців** – тип пошкодження при якому відбувається пошкодження мастильної плівки, нагрів у цій зоні та зчеплення робочих поверхонь зубів, внаслідок прикладання питомого навантаження. Це і призводить до зміни геометричних розмірів зубів та до появи на їхніх поверхнях борозн та задирів.

**Злом зубців** – з'являється внаслідок дії повторно-змінюваних напружень згинання та перенавантаження, що в свою чергу призводять до появи тріщин у основі зуба, що в подальшому стає причиною його злому. Явище злому зубу може призвести до руйнування валів та механізму в цілому.

Під час розгляду спектру вібрацій (Рис. 1.2) непошкодженої зубчастої передачі, частота зубчастого зачеплення є чітко вираженою та рівною величині, яку можна отримати шляхом множення числа зубів на частоту обертань даного зубчастого

колеса ( в герцах). Завдяки аналізу вібросигналів можемо проводити оцінку стану зубчастих пар в момент їхньої роботи.

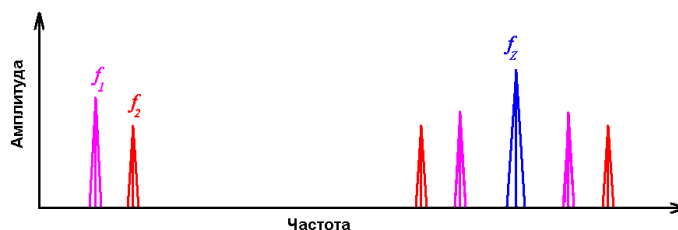


Рис. 1.2 Спектр непошкодженої зубчастої передачі

На спектрограмі, частоту зачеплення оточують бічні смуги частот, що мають кратність до частот обертання, піки частот невеликої амплітуди коливань і повністю відсутні частоти власних коливань. Під час припрацювання нових коліс та згладжування зубів частота зачеплення лише знижується, а у випадку зношування, амплітуда зубцевих гармонік, може однаково зростати та спадати, це пояснюється залежністю від співвісності валів, на яких і встановлюються дані зубчасті колеса. Висота в піку частоти зачеплення на спектрограмі залежить від наступних факторів:

- якість, кількість і чистота змащувальних матеріалів;
- точність при виготовленні зубчастих коліс;
- навантаженість відповідної зубчастої допустими крутним моментом.

Навколо зубцевих гармонік можуть знаходитися ще бічні складові обернених гармонік кожної із шестерень, що виникають, як правило через нерівномірне зношування зубів коліс, в результаті чого, і власне відбувається амплітудно-частотна модуляція імпульсів перезачеплення зубів з частотою, що відповідає частоті обертання шестерень.

**Частота явища співпадіння зубців** – параметр, що характеризує частоту, з якою визначені зубці у двох зубчастих коліс «зустрічаються» одне з одним. Якщо виконуються умови, коли відношення між кількістю зубчастих коліс в зубчастому зачепленні є цілим числом без остачі, тоді частота, з якою відбувається співпадіння зубів, дорівнюватиме частоті обертання ведучого колеса, у випадку коли дана умова не виконується, тобто відношення між зубцями, не дорівнює цілому числу, кількість співпадань відповідних зубів в передачі буде меншою, відповідно і частота

співпадіння буде меншою. Зафіксовано, що зубчасті пари, у яких частота частота співпадіння зубців є низькою, зношуються більш рівномірно та мають більший ресурс, ніж пари з високою частотою

Під час проведення замірів на предмет вібрацій та діагностуванні стану зубчастої передачі необхідно звернути увагу на наступні фактори:

- наявність модуляцій гармонік, з якими відбувається зачеплення зубців з гармоніками частот обертання цих коліс, а також їх кількості;
- наявність частот зубозачеплення;
- наявність в досліджуваному спектрі горбу «білого шуму», що знаходиться близько до частот зачеплення зубчастої пари;
- величина амплітуд піків бічних гармонік, а також розташування їх відносно одна одної та відносно основної гармоніки;
- відношення величини амплітуд бічних гармонік частот обертання зубчастих коліс до амплітуд частоти їх зачеплення.

## 1.5. Неврівноваженість мас, що обертаються

### 1.5.1 Основні відомості

Незрівноваженість обертових мас, є одним з дефектів, що найчастіше зустрічається та викликає різке підвищення вібраційного рівня обладнання. Даний вид дефекту виникає внаслідок відхиленням геометричних розмірів тіла від конструктивних, яке називають дисбалансом. Під час здійснення обертових рухів, такого дефектного ротору із певною кутовою швидкістю, у місці зосередження незрівноженостей, виникне відцентрова сила, що викликає виникнення на підшипникових опорах ротору додаткові змінні навантаження, і при цьому сумарна відцентрова сила, що діє на ротор, буде для нього статичним навантаженням, що внаслідок всього може викликати прогин валу ротору та його вібрації.

Причини дисбалансу можуть мати різну природу, та є наслідком різних факторів, як конструктивних, так і експлуатаційних, серед них:

- Дефекти виготовлення, збирання та балансування роторів;
- Наявність на роторі що обертається різних дефектних вузлів або деталей;
- Дефекти експлуатації (руйнування ротору чи його окремих частин, зношування, наявність на поверхні ротора домішок(результати окислення);

- Нерівномірність структури валу чи наявність внутрішніх дефектів;

В загальному дисбаланс, в залежності від його характеристик ділять на 3 види:

- Статична незрівноваженість мас;
- Динамічна незрівноваженість мас;
- Моментна незрівноваженість мас;

**Статична незрівноваженість**- це незрівноваженість валу, при якій у певній його точці присутня зосереджена маса, оскільки даний вид дисбалансу проявляється у статиці, звідси і така назву. Для виявлення даної незрівноваженості достатньо розмістити ротор на двох паралельних лезах, при цьому точка із зосередженою масою буде займати найнижче положення. Причинами виникнення є :відсутність співвісності бочок та шийок ротору, прогин ротору та ін.

Діагностування вібрацій та шуму при статичній незрівноваженості полягає у дослідженні вібраційних співфазних сигналів, що виникають через дію на опорні підшипники сил, що діють в одному напрямку та мають частоту  $f_0$  (частоту обертання самого валу). При цьому, на спектрі вібрацій, дисбаланс буде створювати пікові значення амплітуди, які будуть пропорційними частоті обертання валу в квадраті, і залежать від серйозності дефекту та місця знаходження зосередженої маси.

**Моментна незрівноваженість** - може виникати внаслідок того, що вісь ротору та його центральна вісь інерції перетинаються у центрі мас ротора. Даний вид дисбалансу зазвичай викликаний перекосами вузлів, що монтуються на вал.

На відміну від статичної незрівноваженості, цей тип дисбалансу статиці не проявляється, тому його виявлення є більш складнішим та полягає у визначенні сил діючих на вал при його обертанні. Зумовлюють моментну незрівноваженість динамічні сили, що залежать від розміщення мас уздовж поздовжньої осі на роторі.

У випадку якщо незрівноваженості діють назустріч одна одній, у статиці ротор буде зрівноваженим, проте в ту ж чергу вісь ротору та вісь інерції, будуть перетинатися у центрі мас.

**Динамічна незрівноваженість** – являє собою комбінацію статичної та моментної незрівноваженості, при цьому виді дисбалансу, вісь ротору та вісь інерції не перетинаються, а якщо перетнуться, то не в центрі мас, що і викликає значне підвищення рівня коливань на підшипникових опорах.

### **Характерні ознаки дисбалансу незрівноважених тіл.**

Найбільш явно дисбаланс проявляє себе під час вимірювання віброшвидкості, бо при цьому величина амплітуди першої гармоніки  $f_0$  віброшвидкості буде найбільшою.

Для дисбалансу незрівноважених тіл, характерно:

- у випадку, якщо амплітуди віброшвидкостей ротору на частоті обертання є однаковими, синфазні та мають стійкий характер, то можемо свідчити про факт наявності статичного дисбалансу;
- у випадку, якщо амплітуди віброшвидкостей ротору на частоті обертання однакові та протифазні, то фіксується моментний дисбаланс;
- у випадку, якщо амплітуди віброшвидкості ротору на частоті обертання, не будуть однаковими, синфазними або ж протифазними, то це свідчитиме, про присутність динамічного дисбалансу;

## **1.6. Шляхи зменшення вібрацій**

Зниження загального рівня вібрацій та підвищення загальної вібростійкості фрезерних верстатів під час обробки є актуальною задачею.

Першочергово необхідно використати технологічні методи зменшення вібрацій, що являють собою оптимізацію режимів обробки заготовок та геометричних розмірів інструменту. Адже дані кроки дозволять без особливих зусиль досягти значного зменшення вібраційного рівня, і в ту ж чергу досягти збільшення



продуктивності та якості обробки поверхні, проте у випадку наявності конструктивних дефектів, лише цих кроків може виявитись недостатньо.

Конструктивні ж методи зменшення рівня вібрацій полягають у проведенні робіт із підвищення жорсткості вузлів верстату, а ще у використанні спеціальних засобів та обладнання. Дані методи потребують набагато більших затрат часу, проте допомагають досягти більш стабільного вібраційного стану верстату.

### 1.6.1 Технологічні шляхи зменшення рівня вібрацій

#### 1.6.1.1 Зменшення рівнів вібрацій за рахунок зміни швидкості різання

Якщо підвищувати швидкість різання, то можна усунути прояви самозбуджуваних коливань, проте на високих швидкостях обробки можуть проявитися вібрації, що викликані дефектами передач чи дисбалансом деталей що обертаються, це призводить до унеможливлення проведення чистової обробки деталі. Ще варіант з підвищенням швидкості може не спрацювати, при випадках якщо характеристики оброблювального інструменту не підтримують обробку на даних швидкісних режимах, і тому її доведеться знижувати [10].

#### 1.6.1.2. Зменшення рівня вібрацій шляхом зміни параметрів глибини різання і подачі

Якщо під час фрезерної обробки поверхні заготовки збільшити подачу і глибину різання при цьому зменшити, то дозволить зменшити загальний рівень вібрацій верстату під час його роботи, іншим шляхом досягнення даного ефекту є збільшення головного кута в плані на ріжучій пластинці.

### 1.6.2 Конструктивні методики для зменшення рівня вібрацій

Конструктивні методи:

- 1) якщо жорсткість окремих елементів та системи в цілому зростає, то можна досягти зменшення випадків виникнення автоколивань, бо підвищується частота власних коливань системи і зменшується амплітуда вібрацій;
- 2) використання демпферів (віброгасників) дозволяє зменшити рівень коливань, у випадку, коли енергія затухаючих коливань (при використанні демпфуючих елементів) буде більшою, за енергію збудження коливань;
- 3) використання антивібраційного монтажу верстатів та монтажу верстатного обладнання на фундамент;
- 4) балансування.

#### 1.6.2.1 Фундамент, як засіб зменшення рівня вібрацій

Досягти зменшення загально рівня вібрацій на верстаті можна за допомогою установки його на фундамент, попередньо обравши його тип та спосіб установки (на індивідуальний фундамент або на загальний), згідно із характеристиками досліджуваного верстатного устаткування [11,12].

Обираючи спосіб установки верстату необхідно враховувати такі чинники:

1. Навантаження у верстаті. статичні або динамічні;
2. Жорсткість станини;
3. Режим роботи та точність оброблюваних деталей;
4. Якість ґрунтової основи під підлогою цеху.

Фундаменти, поділяють на дві основні групи, відповідно до їх призначення:

1. Фундаменти, що служать лише як основа для верстату;
2. Фундаменти, до яких верстат жорстко змонтований та закріплений фундаментними болтами;

#### 1.6.2.2. Антивібраційний тип монтажу верстата

Антивібраційний монтаж застосовують задля запобігання впливу коливань, виникаючих при роботі швидкохідних в нашому випадку металорізальних верстатів, на сусідні з ними верстати, а також даний метод можна використати для захисту від передачі вібрацій допоміжного обладнання на прецизійні верстати.

Даний метод боротьби із вібраціями полягає у використанні вібропрокладок із високою поглинальною здатністю, що розміщують під подошвою фундаменту, іноді можуть використовувати інші пружні елементи.

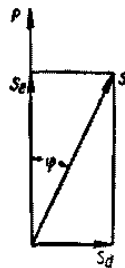


Рисунок 1.4 Схема зсуву фаз коливань

Загалом вібропрокладки виготовляють із матеріалів, що мають високу пружність та що мають властивості «в'язкого» гістерезису, тобто відбувається явище, під час якого, деформація відбувається пізніше відносно дії збуджуючої сили та між ними виникає зсув фази (Рисунок 1.4).

Вібропрокладки поділяють на 3 основні групи:

1. Так звані «слабкі» ( $\sigma_{пр} < 1 \text{ кг/см}^2$ ), часто виготовляються із запресованої коркової стружки або з гумових ребристих плит (Рисунок 1.5);
2. «середні» ( $\sigma_{пр} = 1\text{--}3 \text{ кг/см}^2$ ), виготовлені з натуральної корковини або гладкі гумові листи із наклеєним з двох сторін корквим покриттям;
3. «потужні» ( $\sigma_{пр} > 3 \text{ кг/см}^2$ ), вібродемпфуючі плити типу «антивібрит», це жорсткий вовняний повсть, який в свою чергу просочений парафіном, плити з натурального корку, що додатково закріплені сталлю рамою.



Рисунок 1.5 Гумова ребриста прокладка

## 2. ДОСЛІДЖЕННЯ НА ПРЕДМЕТ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ АКТИВНОСТІ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ 6М12П

### 2.1 Загальний опис верстату та основні технічні характеристики верстату 6М12П

Консольно-фрезерний верстат вертикальної компоновки моделі - це електрифікований верстат, що характеризується високою точністю обробки і жорсткістю конструкції.

Верстати даного типу призначені для фрезерування багатьох типів деталей зі сталі, чавуну а також кольорових металів за допомогою торцевих, циліндричних, кінцевих і радіальних фреза в умовах індивідуального та навіть серійного виробництва. У випадку серійного виробництва, завдяки можливості реалізації напівавтоматичних і автоматичних циклів обробки, верстат можна ефективно реалізувати на роботах, що мають операційний характер в потокових або автоматичних та напівавтоматичних лініях.

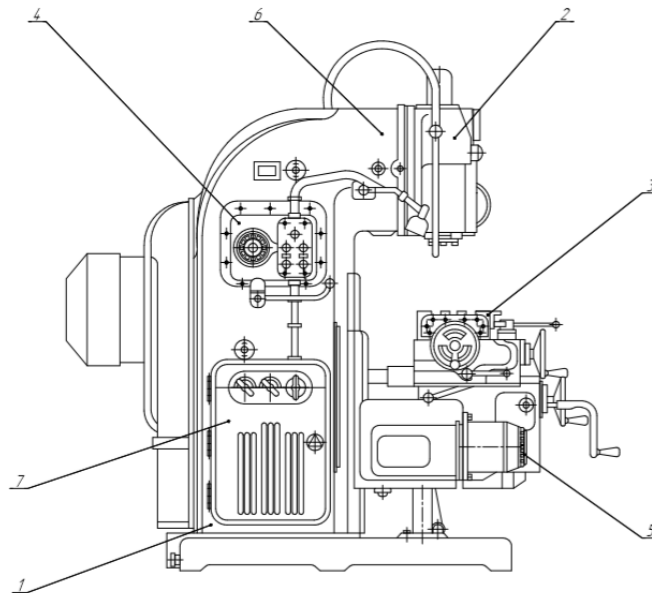


Рис. 2.1 Загальний вигляд консольно-фрезерного верстату 6М12П.

(1-станина; 2-поворотна шпиндельна головка; 3 -стіл; 4 -коробка швидкостей; 5-  
коробка подач; 6 -консоль; 7 – шафа електрообладнання)

На даному фрезерному верстаті обробляють вертикальні та горизонтальні поверхні, пази, кути та інше.

Можливість фрезерування зубчастих коліс, спіралей, робочих поверхонь кулачків та загалом деталей, що потребують під час обробки періодичного або постійного повороту заготовки навколо своєї осі, реалізована на даному верстаті за допомогою використання ділильної головки або такого обладнання, як накладний круглий стіл.

Завдяки тому, що на даному верстаті реалізовано механізм вибірки люфтів в вузлі гвинтової пари поздовжньої подачі стола, можна робити зустрічне і попутне фрезерування, однаково ефективно як при обробці в простому режимі, так і в режимі з автоматичним циклом.

Завдяки зручній компоновці, забезпечується можливість подальшої модернізації верстатів даного типу, шляхом впровадження на них автоматичної системи керування з ЧПУ або оснащенням даного верстату промисловими роботами.

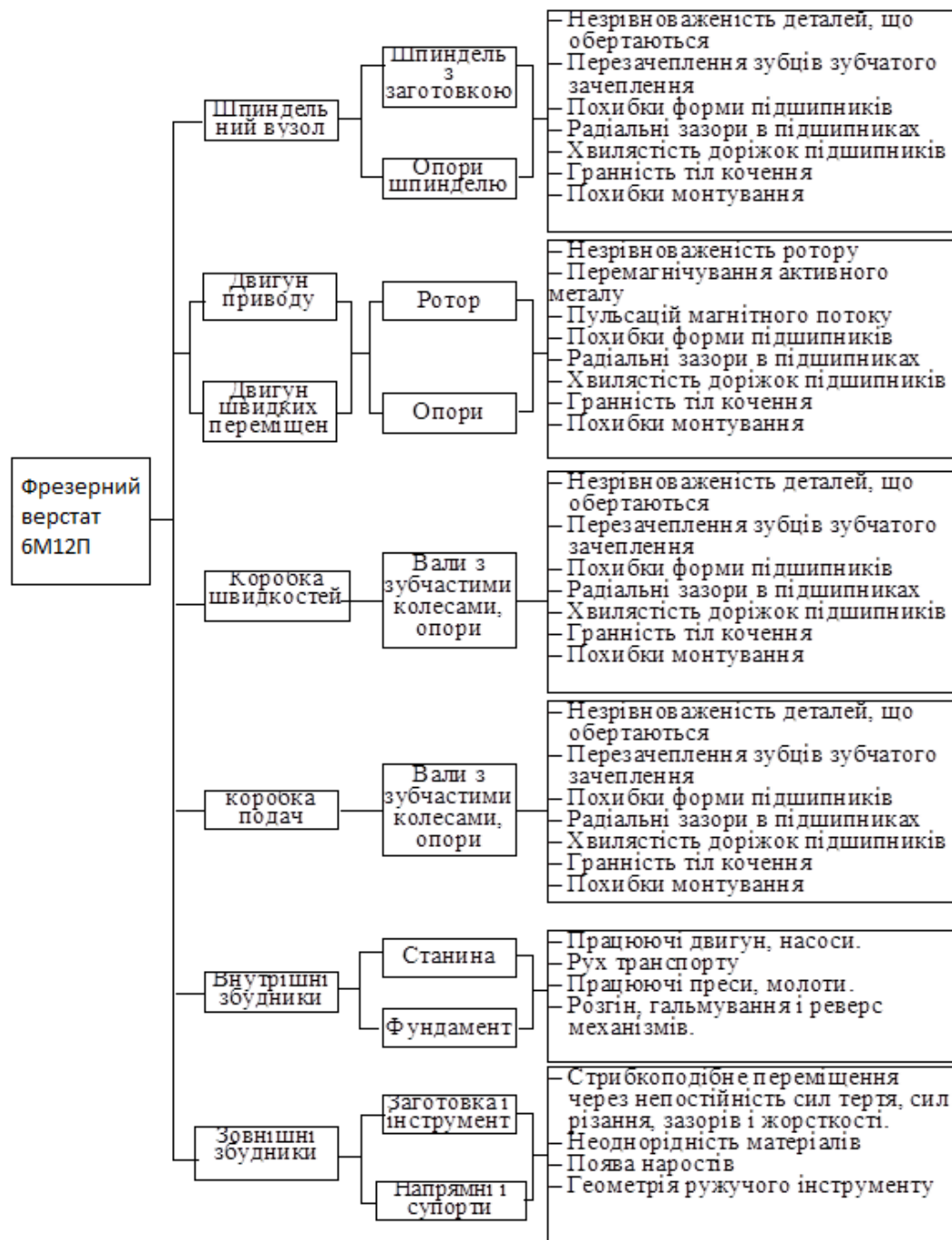
Технічні параметри консольно-фрезерного верстата 6М12П представлено в Додатку А Таблиця 2.1.

## 2.2 Розрахунки частот коливань

Одним з основних «індикаторів», що інформують про технічний стан верстату в цілому, а також як параметр якості, та безпечності для робітника є показник вібраційної та акустичної активності верстату.

Консольно-фрезерний верстат моделі 6М12П було обрано об'єктом для проведення досліджень його вібро-акустичної активності. Ймовірні джерела вимушених коливань, що можуть виникнути в верстаті та мати вплив на процес обробки вказано в Таблиці 2.1

Таблиця 2.1



Є багато методів діагностики верстата, але одним із найпростіших та найдоступніших для реалізації є діагностика на реєстрацію шумів при роботі верстата. Завдяки даному методу можна зареєструвати майже всі необхідні дані про ймовірні джерела вібрацій, серед яких можуть бути пряму задіяні в передачі крутного моменту елементи або так звані «пасивні», тобто такі елементи, що не від'єднуються від активної частини приводу верстата під час його роботи [27].

Відповідно даних, що занесені в Таблицю 1. можна розрахувати теоретичне значення частот вимушених коливань в досліджуваному фрезерному верстаті. Тим самим це дає змогу спростити подальший пошук ймовірних джерел збурень верстату на базуючись на аналізі спектрограми шуму приводу, отриманої під час експериментальних замірів. В разі якщо відбувається співпадіння або наближений збіг пікових частот, що були отримані при теоретичних розрахунках і під час експерименту, то цей факт може вказувати на те, що коливання цієї частоти є ймовірною причиною дефектів певної деталі чи навіть окремого вузла. В подальшому, спираючись на отриманні дані можна провести роботи з фізичного аналізу дефектного елементу приводу, при необхідності його замінити, що в свою чергу призведе до зменшення вібраційної та акустичної активності досліджуваного верстату.

### 2.3 Проведення числових розрахунків частот вібрацій приводу головного руху

Розрахунки вібрацій було проведено для частини кінематичної схеми верстата 6М12П, а саме для коробки швидкостей (Рисунок 2.2) [26].

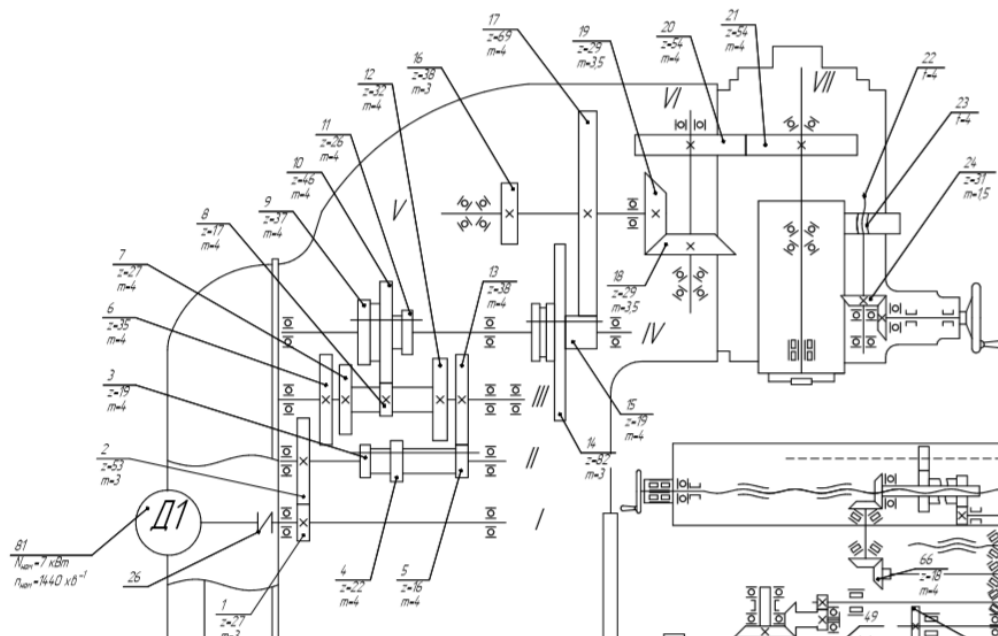


Рис. 2.2 Кінематична схема принципова приводу головного руху для верстата 6М12П.

Основними причинами вимушених коливань служать похибки, наявні в кінематичних ланцюгах, в даному випадку в коробці швидкостей, а також джерелами вібрацій можуть бути певні ланки приводу, для яких є нормальними режими роботи з певними вібраціями.

Розрахувати частоти таких вібрацій можна за наступними формулами [28,29]:

Частота вібрації, що виникає внаслідок перемагнічування металу електроприводу:

$$f_D := 2 \cdot f_0 \quad \text{Гц} \quad (2.1)$$

де  $f_0$  - частота струму в електромережі.

Частота, з якою пульсує магнітний потік в повітряному зазорі асинхронного електродвигуна:

$$f_{\text{пульс.}} := f_0 \times \left[ 2 + z_r \times \frac{R}{p} \times (1 - S) \right] \quad \text{Гц} \quad (2.2)$$

де  $z_r$  – число зубців ротору електродвигуна;

$R$  – номер гармоніки;

$p$  - число полюсів електродвигуна;

$S$  – проковзування електродвигуна, %.

Деталі, при виготовленні чи збиранні яких було допущено помилки, і які обертаються, також вібрують з частотою:

$$f_p := \frac{n_i}{60} \quad (2.3)$$

де  $n_i$  – частота, з якою обертається деталь чи вузол.

Джерелом вібрацій приводу головного руху є зубчасті колеса. Під час роботи коробки швидкостей верстату в зачепленнях відбуваються мікроудари, характерні для перезачеплення зубчастих коліс і вони мають наступну частоту:

$$f_{\text{п.з.}} := \frac{n_i \phi \times z_j}{60} \quad (2.4)$$

де  $z_j$  – число зубів зубчастого колеса.



Коливання, викликані внаслідок відхилення форми підшипників кочення мають частоти:

$$f_{\phi} = \frac{n_i}{2 \times 60} \quad (2.5)$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами в підшипниках кочення мають наступні частоти:

$$f_{pz} = \frac{n_i \times z_t}{2 \times 60} \quad (2.6)$$

де  $z_t$  – це число тіл кочення (кульок чи роликів) в підшипникові кочення.

Дефект бігових доріжок типу «хвилястість» призводить до вібрацій з частотами:

для зовнішніх доріжок обойми підшипника:

$$f_{\text{хв.зовн.}} = \frac{f_{\phi} \times (1 + \frac{d_T}{D_c}) \times z_{\Gamma} \times z_x}{q} \quad (2.7)$$

і для внутрішніх доріжок обойми:

$$f_{\text{хв.вн.}} = \frac{f_{\phi} \times (1 - \frac{d_T}{D_c}) \times z_{\Gamma} \times z_x}{q} \quad (2.8)$$

Гранність або овальність тіл кочення (кульок та роликів) призводить до виникнення вібрацій з наступними частотами:

для зовнішніх доріжок обойми:

$$f_{\text{гр.зовн.}} = \frac{f_{pz} \times (\frac{D_c}{d_T} + \frac{d_T}{D_3}) \times z_{\Gamma} \times z_x}{q} \quad (2.9)$$

для внутрішніх доріжок підшипника:

$$f_{\text{гр.внут.}} = \frac{f_{pz} \times (\frac{D_c}{d_T} - \frac{d_T}{D_{\text{вн}}}) \times z_{\Gamma} \times z_x}{q} \quad (2.10)$$

де  $D_c$  – середній діаметр підшипника, або діаметр окружності по якій проходять центри тіл кочення;  $D_3$  – діаметр доріжки зовнішньої обойми;  $D_{вн}$  – діаметр доріжки внутрішньої обойми;  $d_m$  – діаметр кульки чи ролика;  $Z_x$  – число хвильок на доріжках обойми;  $Z_2$  – число граней, власне «гранність» тіл кочення;  $q = 120/n$ .

Подальший аналіз верстата на віброакустичну активність відбувається за характерними частотами, наведеними в Герцах (Гц).

З паспорту вертикально-фрезерного верстату 6М12П [26] маємо, що привід, що відповідає за головний рух при різанні представлено короткозамкненим асинхронним двигуном АО-52-4, тому проводимо відповідні розрахунки його можливих частот вібрацій:

- частота перемагнічування активного металу в електроприводі:

$$f_m := 2 \times f_0 = 100 \text{ Гц} \quad (2.11)$$

де  $f_0$  - частота електроструму в мережі і вона є рівною 50 Гц.

- Частота, з якою пульсує магнітний потік в повітряному зазорі асинхронного трьохфазового електродвигуна:

$$f_{\text{пульс.}} := f_0 \times \left[ 2 + z_r \times \frac{R}{p} \times (1 - S) \right] = 1855 \text{ Гц} \quad (2.12)$$

де  $z_r$  – число зубців на роторі електродвигуна і для досліджуваного двигуна становить 34;

$R$  – це номер гармоніки;

$p = 4$  - кількість полюсів електродвигуна;

$S=3,3\%$  – характеристика ковзання електродвигуна АО-52-4.

Частота обертання ротора в електродвигуні:

$$f_{\text{ел.дв.}} := \frac{n}{60} = 24 \text{ Гц}$$

де  $n$  - номінальна частота обертання двигуна рівна 1440 об/хв (дані з паспорта);

Відповідно до кінематичної схеми верстату 6М12П, яка приведена на Рисунку 2.2, обертання валу I забезпечується від електродвигуна АО-52-4 через муфту, Тоді частота обертання валу I дорівнює частоті обертання ротора електродвигуна.

$$f_I := f_{ел.дв.} = 24 \text{ Гц}$$

Крутний момент на вал II передається від валу I через зубчасті колеса  $z_1$  і  $z_2$  з кількістю зубів 27 і 53 відповідно. Тоді частота обертання валу II становить:

$$f_{II} := f_I \cdot \frac{z_1}{z_2} = 12.226 \text{ Гц}$$

Проводимо розрахунок частот вимушених коливань, що виникають в результаті явища перезачеплення зубів на шестернях за наступною формулою:

$$f_{z1z2} := f_I \cdot z_1 = 648 \text{ Гц}$$

Розрахунок частот коливань, характерних для всіх інших елементів приводу проводяться аналогічно, враховуючи варіативність переключень кінематичного ланцюга. Для розрахунку було використано можливості математичного пакету Mathcad.

Для 1-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_1} := f_{II} \cdot \frac{z_5}{z_{13}} = 5.148 \text{ Гц} \qquad f_{IV\_1} := f_{III\_1} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} = 1.903 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_1} := f_{IV\_1} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 0.524 \text{ Гц} \qquad f_{VI\_1} := f_{V\_1} \cdot \frac{z_{19}}{z_{18}} = 0.524 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_1} := f_{VI\_1} \cdot \frac{z_{20}}{z_{21}} = 0.524 \text{ Гц}$$

Бачимо, що частоти обертання валів V, VI, VII рівні, тому далі приймаємо:

$$f_{VI\_n} := f_{V\_n}$$

$$f_{VII\_n} := f_{VI\_n}$$

де  $n$  – номер варіанту переключення коробки швидкостей, в даному випадку  $n=1$ .

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z5z13\_1} := f_{II} \cdot z_5 = 195.623 \text{ Гц}$$

$$f_{z8z10\_1} := f_{III\_1} \cdot z_8 = 87.515 \text{ Гц}$$

$$f_{z15z17\_1} := f_{IV\_1} \cdot z_{15} = 36.148 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_1} := f_{V\_1} \cdot z_{19} = 15.192 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_1} := f_{VI\_1} \cdot z_{21} = 28.289 \text{ Гц}$$

Для 2-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_2} := f_{II} \cdot \frac{z_3}{z_6} = 6.637 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_2} := f_{IV\_2} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 0.675 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_2} := f_{III\_2} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} = 2.453 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_2} := f_{V\_2} = 0.675 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_2} := f_{VI\_2} = 0.675$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z3z6\_2} := f_{II\_2} \cdot z_3 = 232.302 \text{ Гц}$$

$$f_{z15z17\_2} := f_{IV\_2} \cdot z_{15} = 46.605 \text{ Гц}$$

$$f_{z8z10\_2} := f_{III\_2} \cdot z_8 = 112.832 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_2} := f_{V\_2} \cdot z_{19} = 19.587 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_2} := V_{VI\_2} \cdot z_{21} = 36.473 \text{ Гц}$$

Для 3-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_3} := f_{II} \cdot \frac{z_4}{z_{12}} = 8.406 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_3} := f_{IV\_3} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 0.855 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_3} := f_{III\_3} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} = 3.106 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_3} := f_{V\_3} = 0.855 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_3} := f_{VI\_3} = 0.855 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z4z12\_3} := V_{II\_3} \cdot z_4 = 268.981 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_3} := V_{V\_3} \cdot z_{19} = 24.806 \text{ Гц}$$

$$f_{z8z10\_3} := V_{III\_3} \cdot z_8 = 142.896 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_3} := V_{VI\_3} \cdot z_{21} = 46.191 \text{ Гц}$$

$$f_{z15z17\_3} := V_{IV\_3} \cdot z_{15} = 59.022 \text{ Гц}$$

Для 4-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_4} := f_{II} \cdot \frac{z_5}{z_{13}} = 5.148 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_4} := f_{IV\_4} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 1.034 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_4} := f_{III\_4} \cdot \frac{z_7}{z_9} = 3.757 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_4} := f_{V\_4} = 1.034 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_4} := f_{VI\_4} = 1.034 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z5z13\_4} := V_{II\_4} \cdot z_5 = 195.623 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_4} := V_{V\_4} \cdot z_{19} = 29.999 \text{ Гц}$$

$$f_{z7z9\_4} := V_{III\_4} \cdot z_7 = 138.995 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_4} := V_{VI\_4} \cdot z_{21} = 55.859 \text{ Гц}$$

$$f_{z15z17\_4} := V_{IV\_4} \cdot z_{15} = 71.376 \text{ Гц}$$

Для 5-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_5} := f_{II} \cdot \frac{z_3}{z_6} = 6.637 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_5} := f_{IV\_5} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 1.334 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_5} := f_{III\_5} \cdot \frac{z_7}{z_9} = 4.843 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_5} := f_{V\_5} = 1.334 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_5} := f_{VI\_5} = 1.334 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z3z6\_5} := V_{II\_5} \cdot z_3 = 232.302 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_5} := V_{V\_5} \cdot z_{19} = 38.677 \text{ Гц}$$

$$f_{z7z9\_5} := V_{III\_5} \cdot z_7 = 179.204 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_5} := V_{VI\_5} \cdot z_{21} = 72.019 \text{ Гц}$$

$$f_{z15z17\_5} := V_{IV\_5} \cdot z_{15} = 92.024 \text{ Гц}$$

Для 6-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_6} := f_{II\_6} \cdot \frac{z_4}{z_{12}} = 8.406 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_6} := f_{IV\_6} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 1.689 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_6} := f_{III\_6} \cdot \frac{z_7}{z_9} = 6.134 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_6} := f_{V\_6} = 1.689 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_6} := f_{VI\_6} = 1.689 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z4z12\_6} := V_{II\_6} \cdot z_4 = 268.981 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_6} := V_{V\_6} \cdot z_{19} = 48.982 \text{ Гц}$$

$$f_{z7z9\_6} := V_{III\_6} \cdot z_7 = 226.953 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_6} := V_{VI\_6} \cdot z_{21} = 91.208 \text{ Гц}$$

$$f_{z15z17\_6} := V_{IV\_6} \cdot z_{15} = 116.543 \text{ Гц}$$

Для 7-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_7} := f_{II\_7} \cdot \frac{z_5}{z_{13}} = 5.148 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_7} := f_{V\_7} = 2.072 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_7} := f_{VI\_7} = 2.072 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_7} := f_{III\_7} \cdot \frac{z_{13}}{z_{11}} = 7.524 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_7} := f_{IV\_7} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 2.072 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z5z13\_7} := V_{II\_7} \cdot z_5 = 195.623 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_7} := V_{V\_7} \cdot z_{19} = 60.083 \text{ Гц}$$

$$f_{z13z11\_7} := V_{III\_7} \cdot z_{13} = 195.623 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_7} := V_{VI\_7} \cdot z_{21} = 111.878 \text{ Гц}$$

$$f_{z15z17\_7} := V_{IV\_7} \cdot z_{15} = 142.955 \text{ Гц}$$

Для 8-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_8} := f_{II} \cdot \frac{z_3}{z_6} = 6.637 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_8} := f_{IV\_8} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 2.671 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_8} := f_{III\_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{11}} = 9.701 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_8} := f_{V\_8} = 2.671 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_8} := f_{VI\_8} = 2.671 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z3z6\_8} := V_{II\_8} \cdot z_3 = 232.302 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_8} := V_{V\_8} \cdot z_{19} = 77.464 \text{ Гц}$$

$$f_{z13z11\_8} := V_{III\_8} \cdot z_{13} = 252.213 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_8} := V_{VI\_8} \cdot z_{21} = 144.242 \text{ Гц}$$

$$f_{z15z17\_8} := V_{IV\_8} \cdot z_{15} = 184.31 \text{ Гц}$$

Для 9-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_9} := f_{II} \cdot \frac{z_4}{z_{12}} = 8.406 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_9} := f_{IV\_9} \cdot \frac{z_{15}}{z_{17}} = 3.383 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_9} := f_{III\_9} \cdot \frac{z_{13}}{z_{11}} = 12.285 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_9} := f_{V\_9} = 3.383 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_9} := f_{VI\_9} = 3.383 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z4z12\_9} := V_{II\_9} \cdot z_4 = 268.981 \text{ Гц}$$

$$f_{z13z11\_9} := V_{III\_9} \cdot z_{13} = 319.415 \text{ Гц}$$



$$f_{z15z17\_9} := V_{IV\_9} \cdot z_{15} = 233.419 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_9} := V_{VI\_9} \cdot z_{21} = 182.676 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_9} := V_{V\_9} \cdot z_{19} = 98.104 \text{ Гц}$$

Для 10-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_10} := f_{II} \cdot \frac{z_5}{z_{13}} = 5.148 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_10} := f_{IV\_10} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 4.105 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_10} := f_{III\_10} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} = 1.903 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_10} := f_{V\_10} = 4.105 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_10} := f_{VI\_10} = 4.105 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z5z13\_10} := f_{II\_10} \cdot z_5 = 195.623 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_10} := f_{V\_10} \cdot z_{19} = 119.057 \text{ Гц}$$

$$f_{z8z10\_10} := f_{III\_10} \cdot z_8 = 87.515 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_10} := f_{VI\_10} \cdot z_{21} = 221.692 \text{ Гц}$$

$$f_{z14z16\_10} := f_{IV\_10} \cdot z_{14} = 156.006 \text{ Гц}$$

Для 11-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_11} := f_{II} \cdot \frac{z_3}{z_6} = 6.637 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_11} := f_{IV\_11} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 5.293 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_11} := f_{III\_11} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} = 2.453 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_11} := f_{V\_11} = 5.293 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_11} := f_{VI\_11} = 5.293 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z3z6\_11} := V_{II\_11} \cdot z_3 = 232.302 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_11} := V_{V\_11} \cdot z_{19} = 153.498 \text{ Гц}$$

$$f_{z8z10\_11} := V_{III\_11} \cdot z_8 = 112.832 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_11} := V_{VI\_11} \cdot z_{21} = 285.825 \text{ Гц}$$

$$f_{z14z16\_11} := V_{IV\_11} \cdot z_{14} = 201.136 \text{ Гц}$$

Для 12-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_12} := f_{II} \cdot \frac{z_4}{z_{12}} = 8.406 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_12} := f_{IV\_12} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 6.703 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_12} := f_{III\_12} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} = 3.106 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_12} := f_{V\_12} = 6.703 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_12} := f_{VI\_12} = 6.703 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z4z12\_12} := V_{II\_12} \cdot z_4 = 268.981 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_12} := V_{V\_12} \cdot z_{19} = 194.398 \text{ Гц}$$

$$f_{z8z10\_12} := V_{III\_12} \cdot z_8 = 142.896 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_12} := V_{VI\_12} \cdot z_{21} = 361.982 \text{ Гц}$$

$$f_{z14z16\_12} := V_{IV\_12} \cdot z_{14} = 254.728 \text{ Гц}$$

Для 13-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_13} := f_{II} \cdot \frac{z_5}{z_{13}} = 5.148 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_13} := f_{IV\_13} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 8.106 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_13} := f_{III\_13} \cdot \frac{z_7}{z_9} = 3.757 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_13} := f_{V\_13} = 8.106 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_13} := f_{VI\_13} = 8.106 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z5z13\_13} := V_{II\_13} \cdot z_5 = 195.623 \text{ Гц} \quad f_{z19z18\_13} := V_{V\_13} \cdot z_{19} = 235.085 \text{ Гц}$$

$$f_{z7z9\_13} := V_{III\_13} \cdot z_7 = 138.995 \text{ Гц} \quad f_{z20z21\_13} := V_{VI\_13} \cdot z_{21} = 437.745 \text{ Гц}$$

$$f_{z14z16\_13} := V_{IV\_13} \cdot z_{14} = 308.043 \text{ Гц}$$

Для 14-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_14} := f_{II} \cdot \frac{z_3}{z_6} = 6.637 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_14} := f_{IV\_14} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 10.451 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_14} := f_{III\_14} \cdot \frac{z_7}{z_9} = 4.843 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_14} := f_{V\_14} = 10.451 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_14} := f_{VI\_14} = 10.451 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z3z6\_14} := V_{II\_14} \cdot z_3 = 232.302 \text{ Гц} \quad f_{z19z18\_14} := V_{V\_14} \cdot z_{19} = 303.092 \text{ Гц}$$

$$f_{z7z9\_14} := V_{III\_14} \cdot z_7 = 179.204 \text{ Гц} \quad f_{z20z21\_14} := V_{VI\_14} \cdot z_{21} = 564.379 \text{ Гц}$$

$$f_{z14z16\_14} := V_{IV\_14} \cdot z_{14} = 397.156 \text{ Гц}$$

Для 15-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_15} := f_{II} \cdot \frac{z_4}{z_{12}} = 8.406 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_15} := f_{IV\_15} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 13.236 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_15} := f_{III\_15} \cdot \frac{z_7}{z_9} = 6.134 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_15} := f_{V\_15} = 13.236 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_15} := f_{VI\_15} = 13.236 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z4z12\_15} := V_{II\_15} \cdot z_4 = 268.981 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_15} := V_{V\_15} \cdot z_{19} = 383.851 \text{ Гц}$$

$$f_{z7z9\_15} := V_{III\_15} \cdot z_7 = 226.953 \text{ Гц}$$

$$f_{z20z21\_15} := V_{VI\_15} \cdot z_{21} = 714.756 \text{ Гц}$$

$$f_{z14z16\_15} := V_{IV\_15} \cdot z_{14} = 502.977 \text{ Гц}$$

Для 16-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$f_{III\_16} := f_{II} \cdot \frac{z_5}{z_{13}} = 5.148 \text{ Гц}$$

$$f_{V\_16} := f_{IV\_16} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 16.236 \text{ Гц}$$

$$f_{IV\_16} := f_{III\_16} \cdot \frac{z_{13}}{z_{11}} = 7.524 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_16} := f_{V\_16} = 16.236 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_16} := f_{VI\_16} = 16.236 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$\begin{aligned}
 f_{z5z13\_16} &:= V_{II\_16} \cdot z_5 = 195.623 \text{ Гц} & f_{z19z18\_16} &:= V_{V\_16} \cdot z_{19} = 470.841 \text{ Гц} \\
 f_{z13z11\_16} &:= V_{III\_16} \cdot z_{13} = 195.623 & f_{z20z21\_16} &:= V_{VI\_16} \cdot z_{21} = 876.738 \text{ Гц} \\
 f_{z14z16\_16} &:= V_{IV\_16} \cdot z_{14} = 616.964
 \end{aligned}$$

Для 17-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$\begin{aligned}
 f_{III\_17} &:= f_{II} \cdot \frac{z_3}{z_6} = 6.637 \text{ Гц} & f_{V\_17} &:= f_{IV\_17} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 20.933 \text{ Гц} \\
 f_{IV\_17} &:= f_{III\_17} \cdot \frac{z_{13}}{z_{11}} = 9.701 \text{ Гц} & f_{VI\_17} &:= f_{V\_17} = 20.933 \text{ Гц} \\
 & & f_{VII\_17} &:= f_{VI\_17} = 20.933 \text{ Гц}
 \end{aligned}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$\begin{aligned}
 f_{z3z6\_17} &:= V_{II\_17} \cdot z_3 = 232.302 \text{ Гц} & f_{z19z18\_17} &:= V_{V\_17} \cdot z_{19} = 607.048 \text{ Гц} \\
 f_{z13z11\_17} &:= V_{III\_17} \cdot z_{13} = 252.213 & f_{z20z21\_17} &:= V_{VI\_17} \cdot z_{21} = 1.13 \times 10^3 \text{ Гц} \\
 f_{z14z16\_17} &:= V_{IV\_17} \cdot z_{14} = 795.443 \text{ Гц}
 \end{aligned}$$

Для 18-го варіанту переключень коробки швидкостей маємо наступні частоти:

Частоти обертання валів:

$$\begin{aligned}
 f_{III\_18} &:= f_{II} \cdot \frac{z_4}{z_{12}} = 8.406 \text{ Гц} & f_{IV\_18} &:= f_{III\_18} \cdot \frac{z_{13}}{z_{11}} = 12.285 \text{ Гц}
 \end{aligned}$$

$$f_{V\_18} := f_{IV\_18} \cdot \frac{z_{14}}{z_{16}} = 26.51 \text{ Гц}$$

$$f_{VI\_18} := f_{V\_18} = 26.51 \text{ Гц}$$

$$f_{VII\_18} := f_{VI\_18} = 26.51 \text{ Гц}$$

Частоти, що виникають внаслідок явища перезачеплення зубів:

$$f_{z4z12\_18} := V_{II\_18} \cdot z_4 = 268.981 \text{ Гц}$$

$$f_{z19z18\_18} := V_{V\_18} \cdot z_{19} = 768.795 \text{ Гц}$$

$$f_{z13z11\_18} := V_{III\_18} \cdot z_{13} = 319.415$$

$$f_{z20z21\_18} := V_{VI\_18} \cdot z_{21} = 1.432 \times 10^3 \text{ Гц}$$

$$f_{z14z16\_18} := V_{IV\_18} \cdot z_{14} = 1.007 \times 10^3$$

Для 12-го варіанту переключення швидкостей проводиться розрахунок частот вібрацій в підшипникових опорах.

На валу I знаходяться підшипники серії 212 та 307

Таблиця 2.2

Характеристики підшипників кочення, що необхідні для розрахунків

Підшипник	Середній діаметр підшипника $D_c$ , мм	Кількість тіл кочення $z_t$ , шт	Діаметр тіл кочення $d_t$ , мм
212	85	10	15,875
307	57,5	7	14,29

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 212:

$$f_{\phi\_212\_I} := \frac{n_I}{2 \cdot 60}$$

оскільки  $n_I := f_I \cdot 60$ , в наступних розрахунках використовуємо  $f_I$

$$f_{\phi\_212\_I} := \frac{f_I}{2} = 12 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 212:

$$f_{pz\_212\_I} := \frac{f_I \cdot z_t\_{212}}{2} = 120 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 212 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_зовн\_212\_I} := \frac{\left[ f_{\phi\_212\_I} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_212}}{D_{c\_212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_I} = 758.88 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_вн\_212\_I} := \frac{\left[ f_{\phi\_212\_I} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_212}}{D_{c\_212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_I} = 393.12 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{gp\_зовн\_212\_I} := \frac{\left[ f_{pz\_212\_I} \cdot \left( \frac{D_{c\_212}}{d_{T\_212}} + \frac{d_{T\_212}}{D_{z\_212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_I} = 1.972 \times 10^4 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_212\_I} := \frac{\left[ f_{pz\_212\_I} \cdot \left( \frac{D_{c\_212}}{d_{T\_212}} - \frac{d_{T\_212}}{D_{вн\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 1.597 \times 10^4 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 212 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_212\_I} := \frac{\left[ f_{\phi\_212\_I} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_212}}{D_{c\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 1.707 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_212\_I} := \frac{\left[ f_{\phi\_212\_I} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_212}}{D_{c\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 884.52 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_212\_I} := \frac{\left[ f_{pz\_212\_I} \cdot \left( \frac{D_{c\_212}}{d_{T\_212}} + \frac{d_{T\_212}}{D_{з\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 4.437 \times 10^4 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:



$$f_{cp\_вн\_212\_I} := \frac{\left[ f_{pz\_212\_I} \cdot \left( \frac{D_{c\_212}}{d_{T\_212}} - \frac{d_{T\_212}}{D_{вн\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 3.593 \times 10^4 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 307:

$$f_{\phi\_307\_I} := \frac{f_I}{2} = 12 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 307:

$$f_{pz\_307\_I} := \frac{f_I \cdot z_{t\_307}}{2} = 84 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307 у випадку коли  $z_e = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_зовн\_307\_I} := \frac{\left[ f_{\phi\_307\_I} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_307}}{D_{c\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 758.912 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_вн\_307\_I} := \frac{\left[ f_{\phi\_307\_I} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_307}}{D_{c\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 393.088 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 307 у випадку коли  $z_e = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{2p\_зовн\_307\_I} := \frac{\left[ f_{p3\_307\_I} \cdot \left( \frac{D_{c\_307}}{d_{T\_307}} + \frac{d_{T\_307}}{D_{3\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 1.38 \times 10^4 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{2p\_вн\_307\_I} := \frac{\left[ f_{p3\_307\_I} \cdot \left( \frac{D_{c\_307}}{d_{T\_307}} - \frac{d_{T\_307}}{D_{вн\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 1.117 \times 10^4 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 307 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_307\_I} := \frac{\left[ f_{\phi\_307\_I} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_307}}{D_{c\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 1.708 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_307\_I} := \frac{\left[ f_{\phi\_307\_I} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_307}}{D_{c\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 884.448 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 307 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{2p\_зовн\_307\_I} := \frac{\left[ f_{pz\_307\_I} \cdot \left( \frac{D_{c\_307}}{d_{T\_307}} + \frac{d_{T\_307}}{D_{з\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 1.38 \times 10^4 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{2p\_вн\_307\_I} := \frac{\left[ f_{pz\_307\_I} \cdot \left( \frac{D_{c\_307}}{d_{T\_307}} - \frac{d_{T\_307}}{D_{вн\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_I} = 1.117 \times 10^4 \text{ Гц}$$

На валу II знаходяться підшипники серії 407 та 307

Таблиця 2.3

Характеристики підшипників кочення, що необхідні для розрахунків

Підшипник	Середній діаметр підшипника $D_c$ , мм	Кількість тіл кочення $z_t$ , шт	Діаметр тіл кочення $d_T$ , мм
407	67,5	6	20,638
307	57,5	7	14,29

Віб्राції, викликані відхиленням форми підшипника 407:

$$f_{\phi\_407\_II} := \frac{f_{II}}{2} = 6.113 \text{ Гц}$$

Віб्राції, викликані радіальними зазорами підшипника 407:

$$f_{pz\_407\_II} := \frac{f_{II} \cdot z_{t\_407}}{2} = 36.679 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 407 у випадку коли  $z_e = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_407\_II} := \frac{\left[ f_{\phi\_407\_II} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_407}}{D_{c\_407}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 218.042 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_407\_II} := \frac{\left[ f_{\phi\_407\_II} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_407}}{D_{c\_407}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 80.928 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 407 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_407\_II} := \frac{\left[ f_{pz\_407\_II} \cdot \left( \frac{D_{c\_407}}{d_{T\_407}} + \frac{d_{T\_407}}{D_{з\_407}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 2.29 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_407\_II} := \frac{\left[ f_{pz\_407\_II} \cdot \left( \frac{D_{c\_407}}{d_{T\_407}} - \frac{d_{T\_407}}{D_{вн\_407}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 1.422 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 407 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_407\_II} := \frac{\left[ f_{\phi\_407\_II} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_407}}{D_{c\_407}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 490.596 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_407\_II} := \frac{\left[ f_{\phi\_407\_II} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_407}}{D_{c\_407}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 182.088 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 407 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_зовн\_407\_II} := \frac{\left[ f_{pz\_407\_II} \cdot \left( \frac{D_{c\_407}}{d_{T\_407}} + \frac{d_{T\_407}}{D_{з\_407}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 5.153 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_вн\_407\_II} := \frac{\left[ f_{pz\_407\_II} \cdot \left( \frac{D_{c\_407}}{d_{T\_407}} - \frac{d_{T\_407}}{D_{вн\_407}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 3.199 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 307:

$$f_{\phi\_307\_II} := \frac{f_{II}}{2} = 6.113 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 307:

$$f_{pz\_307\_II} := \frac{f_{II} \cdot z_{t\_307}}{2} = 42.792 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_зовн\_307\_II} := \frac{\left[ f_{\phi\_307\_II} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_307}}{D_{c\_307}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 196.955 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_вн\_307\_II} := \frac{\left[ f_{\phi\_307\_II} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_307}}{D_{c\_307}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 102.015 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 307 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_307\_II} := \frac{\left[ f_{pz\_307\_II} \cdot \left( \frac{D_{c\_307}}{d_{T\_307}} + \frac{d_{T\_307}}{D_{z\_307}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 3.582 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{gp\_вн\_307\_II} := \frac{\left[ f_{pz\_307\_II} \cdot \left( \frac{D_{c\_307}}{d_{T\_307}} - \frac{d_{T\_307}}{D_{вн\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 2.9 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 307 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_зовн\_307\_II} := \frac{\left[ f_{\phi\_307\_II} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_307}}{D_{c\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 443.149 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_вн\_307\_II} := \frac{\left[ f_{\phi\_307\_II} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_307}}{D_{c\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 229.535 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 307 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{gp\_зовн\_307\_II} := \frac{\left[ f_{pz\_307\_II} \cdot \left( \frac{D_{c\_307}}{d_{T\_307}} + \frac{d_{T\_307}}{D_{з\_307}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 8.059 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{gp\_вн\_307\_II} := \frac{\left[ f_{pz\_307\_II} \cdot \left( \frac{D_{c\_307}}{d_{T\_307}} - \frac{d_{T\_307}}{D_{вн\_307}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{II}} = 6.525 \times 10^3 \text{ Гц}$$

На валу III знаходяться підшипники серії 309, 308 та 210

Таблиця 2.4

Характеристики підшипників кочення, що необхідні для розрахунків

Підшипник	Середній діаметр підшипника $D_c$ , мм	Кількість тіл кочення $z_t$ , шт	Діаметр тіл кочення $d_T$ , мм
308	65	8	15,081
309	72,5	8	17,462
210	70	10	12,7

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 308:

$$f_{\phi\_308\_III} := \frac{f_{III\_12}}{2} = 4.203 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 308:

$$f_{pz\_308\_III} := \frac{f_{III\_12} \cdot z_{t\_308}}{2} = 33.623 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 308 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:



$$f_{xв\_зовн\_308\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_308\_III} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_308}}{D_{c\_308}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 91.966 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_308\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_308\_III} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_308}}{D_{c\_308}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 49.344 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 308 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_зовн\_308\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_308\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_308}}{d_{T\_308}} + \frac{d_{T\_308}}{D_{z\_308}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 2.022 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_вн\_308\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_308\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_308}}{d_{T\_308}} - \frac{d_{T\_308}}{D_{вн\_308}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 1.673 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 308 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_308\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_308\_III} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_308}}{D_{c\_308}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 206.924 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_308\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_308\_III} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_308}}{D_{c\_308}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 111.024 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 308 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_308\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_308\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_308}}{d_{T\_308}} + \frac{d_{T\_308}}{D_{z\_308}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 4.55 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_308\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_308\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_308}}{d_{T\_308}} - \frac{d_{T\_308}}{D_{вн\_308}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 3.765 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 309:

$$f_{\phi\_309\_III} := \frac{f_{III\_12}}{2} = 4.203 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 309:

$$f_{pz\_309\_III} := \frac{f_{III\_12} \cdot z_{t\_309}}{2} = 33.623 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 309 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_зовн\_309\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_309\_III} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_309}}{D_{c\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 93.087 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_вн\_309\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_309\_III} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_309}}{D_{c\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 48.223 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_309\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_309\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_309}}{d_{T\_309}} + \frac{d_{T\_309}}{D_{z\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 1.935 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_309\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_309\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_309}}{d_{T\_309}} - \frac{d_{T\_309}}{D_{вн\_309}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 1.567 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 309 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_зовн\_309\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_309\_III} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_309}}{D_{c\_309}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 209.447 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_вн\_309\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_309\_III} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_309}}{D_{c\_309}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 108.501 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_309\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_309\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_309}}{d_{T\_309}} + \frac{d_{T\_309}}{D_{з\_309}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 4.354 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_309\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_309\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_309}}{d_{T\_309}} - \frac{d_{T\_309}}{D_{вн\_309}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 3.526 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 210:

$$f_{\phi\_210\_III} := \frac{f_{III\_12}}{2} = 4.203 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 210:

$$f_{pz\_210\_III} := \frac{f_{III\_12} \cdot z_{t\_210}}{2} = 42.028 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 210 у випадку коли  $z_e = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_зовн\_210\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_210\_III} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_210}}{D_{c\_210}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 93.088 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_вн\_210\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_210\_III} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_210}}{D_{c\_210}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 48.222 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 210 у випадку коли  $z_e = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{гр\_зовн\_210\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_210\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_210}}{d_{T\_210}} + \frac{d_{T\_210}}{D_{з\_210}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 2.419 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{гр\_вн\_210\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_210\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_210}}{d_{T\_210}} - \frac{d_{T\_210}}{D_{вн\_210}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 1.959 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 210 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_зовн\_210\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_210\_III} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_210}}{D_{c\_210}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 209.448 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_вн\_210\_III} := \frac{\left[ f_{\phi\_210\_III} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_210}}{D_{c\_210}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 108.5 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 210 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{гр\_зовн\_210\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_210\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_210}}{d_{T\_210}} + \frac{d_{T\_210}}{D_{з\_210}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 5.443 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{гр\_вн\_210\_III} := \frac{\left[ f_{pz\_210\_III} \cdot \left( \frac{D_{c\_210}}{d_{T\_210}} - \frac{d_{T\_210}}{D_{вн\_210}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{III}} = 4.407 \times 10^3 \text{ Гц}$$

На валу IV знаходяться підшипники серії 309, 311 та 212

Таблиця 2.5

Характеристики підшипників кочення, що необхідні для розрахунків

Підшипник	Середній діаметр підшипника $D_c$ , мм	Кількість тіл кочення $z_t$ , шт	Діаметр тіл кочення $d_T$ , мм
309	72,5	8	17,462
311	87,5	8	20,638
212	85	10	15,875

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 309:

$$f_{\phi\_309\_IV} := \frac{f_{IV\_12}}{2} = 1.553 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 309:

$$f_{pz\_309\_IV} := \frac{f_{IV\_12} \cdot z_{t\_309}}{2} = 20.192 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 309 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_309\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_309\_IV} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_309}}{D_{c\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 12.714 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_309\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_309\_IV} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_309}}{D_{c\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 6.586 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_309\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_309\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_309}}{d_{T\_309}} + \frac{d_{T\_309}}{D_{z\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 429.49 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_309\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_309\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_309}}{d_{T\_309}} - \frac{d_{T\_309}}{D_{вн\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 347.77 \text{ Гц}$$



Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 309 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_309\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_309\_IV} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_309}}{D_{c\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 28.606 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_309\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_309\_IV} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_309}}{D_{c\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 14.819 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_309\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_309\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_309}}{d_{T\_309}} + \frac{d_{T\_309}}{D_{z\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 966.353 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_309\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_309\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_309}}{d_{T\_309}} - \frac{d_{T\_309}}{D_{вн\_309}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 782.483 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 311:

$$f_{\phi\_311\_IV} := \frac{f_{IV\_12}}{2} = 1.553 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 311:

$$f_{pz\_311\_IV} := \frac{f_{IV\_12} \cdot z_{t\_311}}{2} = 12.426 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 311 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_зовн\_311\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_311\_IV} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_311}}{D_{c\_311}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 12.714 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_вн\_311\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_311\_IV} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_311}}{D_{c\_311}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 6.586 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 311 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{gr\_зовн\_311\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_311\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_311}}{d_{T\_311}} + \frac{d_{T\_311}}{D_{z\_311}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 264.296 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{gp\_вн\_311\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_311\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_311}}{d_{T\_311}} - \frac{d_{T\_311}}{D_{вн\_311}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 214.006 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 311 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_зовн\_311\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_311\_IV} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_311}}{D_{c\_311}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 28.606 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_вн\_311\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_311\_IV} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_311}}{D_{c\_311}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 14.819 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 311 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{gp\_зовн\_311\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_311\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_311}}{d_{T\_311}} + \frac{d_{T\_311}}{D_{з\_311}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 594.667 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_311\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_311\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_311}}{d_{T\_311}} - \frac{d_{T\_311}}{D_{вн\_311}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 481.513 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 212:

$$f_{\phi\_212\_IV} := \frac{f_{IV\_12}}{2} = 1.553 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 212:

$$f_{pz\_212\_IV} := \frac{f_{IV\_12} \cdot z_{t\_212}}{2} = 15.532 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 212 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_зовн\_212\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_212\_IV} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_212}}{D_{c\_212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 12.714 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_вн\_212\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_212\_IV} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_212}}{D_{c\_212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 6.586 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{2p\_зовн\_212\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_212\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_212}}{d_{T\_212}} + \frac{d_{T\_212}}{D_{3\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 330.377 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{2p\_вн\_212\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_212\_IV} \cdot \left( \frac{D_{c\_212}}{d_{T\_212}} - \frac{d_{T\_212}}{D_{вн\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 267.516 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 212 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_212\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_212\_IV} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_212}}{D_{c\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 28.606 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_212\_IV} := \frac{\left[ f_{\phi\_212\_IV} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_212}}{D_{c\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 14.819 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{гр\_зовн\_212\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_212\_IV} \cdot \left( \frac{D_{с\_212}}{d_{T\_212}} + \frac{d_{T\_212}}{D_{з\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 743.348 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{гр\_вн\_212\_IV} := \frac{\left[ f_{pz\_212\_IV} \cdot \left( \frac{D_{с\_212}}{d_{T\_212}} - \frac{d_{T\_212}}{D_{вн\_212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{IV}} = 601.91 \text{ Гц}$$

На валу V знаходяться підшипники серії 46212, 312

Таблиця 2.6

Характеристики підшипників кочення, що необхідні для розрахунків

Підшипник	Середній діаметр підшипника D <sub>с</sub> , мм	Кількість тіл кочення z <sub>t</sub> , шт	Діаметр тіл кочення d <sub>T</sub> , мм
46212	85	13	15,875
312	95	8	22,225

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 46212:

$$f_{\phi\_46212\_V} := \frac{f_{V\_12}}{2} = 3.352 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 46212:

$$f_{pz\_46212\_V} := \frac{f_{V\_12} \cdot z_{t\_46212}}{2} = 43.572 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46212

у випадку коли  $z_e = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_46212\_V} := \frac{\left[ f_{\phi\_46212\_V} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_46212}}{D_{c\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 59.202 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_46212\_V} := \frac{\left[ f_{\phi\_46212\_V} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_46212}}{D_{c\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 30.668 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46212 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_46212\_V} := \frac{\left[ f_{pz\_46212\_V} \cdot \left( \frac{D_{c\_46212}}{d_{T\_46212}} + \frac{d_{T\_46212}}{D_{z\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 2 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_46212\_V} := \frac{\left[ f_{pz\_46212\_V} \cdot \left( \frac{D_{c\_46212}}{d_{T\_46212}} - \frac{d_{T\_46212}}{D_{вн\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 1.619 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 46212 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_46212\_V} := \frac{\left[ f_{\phi\_46212\_V} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_46212}}{D_{c\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 133.205 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_46212\_V} := \frac{\left[ f_{\phi\_46212\_V} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_46212}}{D_{c\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 69.004 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46212 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_зовн\_46212\_V} := \frac{\left[ f_{pz\_46212\_V} \cdot \left( \frac{D_{c\_46212}}{d_{T\_46212}} + \frac{d_{T\_46212}}{D_{з\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 4.5 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_вн\_46212\_V} := \frac{\left[ f_{pz\_46212\_V} \cdot \left( \frac{D_{c\_46212}}{d_{T\_46212}} - \frac{d_{T\_46212}}{D_{вн\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 3.644 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 312:

$$f_{\phi\_312\_V} := \frac{f_{V\_12}}{2} = 3.352 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 312:



$$f_{pz\_312\_V} := \frac{f_{V\_12} \cdot z_{t\_312}}{2} = 26.813 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 312 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_312\_V} := \frac{\left[ f_{\phi\_312\_V} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_312}}{D_{c\_312}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 59.202 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_312\_V} := \frac{\left[ f_{\phi\_312\_V} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_312}}{D_{c\_312}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 30.668 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 312 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_312\_V} := \frac{\left[ f_{pz\_312\_V} \cdot \left( \frac{D_{c\_312}}{d_{T\_312}} + \frac{d_{T\_312}}{D_{z\_312}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 1.231 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_312\_V} := \frac{\left[ f_{pz\_312\_V} \cdot \left( \frac{D_{c\_312}}{d_{T\_312}} - \frac{d_{T\_312}}{D_{вн\_312}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 996.551 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 312 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_312\_V} := \frac{\left[ f_{\phi\_312\_V} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_312}}{D_{c\_312}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 133.205 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_312\_V} := \frac{\left[ f_{\phi\_312\_V} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_312}}{D_{c\_312}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 69.004 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 312 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_312\_V} := \frac{\left[ f_{pz\_312\_V} \cdot \left( \frac{D_{c\_312}}{d_{T\_312}} + \frac{d_{T\_312}}{D_{z\_312}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 2.769 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_312\_V} := \frac{\left[ f_{pz\_312\_V} \cdot \left( \frac{D_{c\_312}}{d_{T\_312}} - \frac{d_{T\_312}}{D_{вн\_312}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_V} = 2.242 \times 10^3 \text{ Гц}$$

На валу VI знаходяться підшипники серії 311, 46212

Таблиця 2.7

Характеристики підшипників кочення, що необхідні для розрахунків

Підшипник	Середній діаметр підшипника $D_c$ , мм	Кількість тіл кочення $z_t$ , шт	Діаметр тіл кочення $d_T$ , мм
311	87,5	8	20,638
46212	85	13	15,875

Віб्राції, викликані відхиленням форми підшипника 46212:

$$f_{\phi\_46212\_VI} := \frac{f_{VI\_12}}{2} = 3.352 \text{ Гц}$$

Віб्राції, викликані радіальними зазорами підшипника 46212:

$$f_{pz\_46212\_VI} := \frac{f_{VI\_12} \cdot z_{t\_46212}}{2} = 43.572 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46212 у випадку коли  $z_e = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_46212\_VI} := \frac{\left[ f_{\phi\_46212\_VI} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_46212}}{D_{c\_46212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 59.202 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_46212\_VI} := \frac{\left[ f_{\phi\_46212\_VI} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_46212}}{D_{c\_46212}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 30.668 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46212 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_46212\_VI} := \frac{\left[ f_{pz\_46212\_VI} \cdot \left( \frac{D_{c\_46212}}{d_{T\_46212}} + \frac{d_{T\_46212}}{D_{z\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 2 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_46212\_VI} := \frac{\left[ f_{pz\_46212\_VI} \cdot \left( \frac{D_{c\_46212}}{d_{T\_46212}} - \frac{d_{T\_46212}}{D_{вн\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 1.619 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 46212 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_46212\_VI} := \frac{\left[ f_{\phi\_46212\_VI} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_46212}}{D_{c\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 133.205 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_46212\_VI} := \frac{\left[ f_{\phi\_46212\_VI} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_46212}}{D_{c\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 69.004 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46212 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_зовн\_46212\_VI} := \frac{\left[ f_{pz\_46212\_VI} \cdot \left( \frac{D_{c\_46212}}{d_{T\_46212}} + \frac{d_{T\_46212}}{D_{z\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 4.5 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_вн\_46212\_VI} := \frac{\left[ f_{pz\_46212\_VI} \cdot \left( \frac{D_{c\_46212}}{d_{T\_46212}} - \frac{d_{T\_46212}}{D_{вн\_46212}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 3.644 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 311:

$$f_{\phi\_311\_VI} := \frac{f_{VI\_12}}{2} = 3.352 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 312:

$$f_{pz\_311\_VI} := \frac{f_{VI\_12} \cdot z_{t\_311}}{2} = 26.813 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 311 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_311\_VI} := \frac{\left[ f_{\phi\_311\_VI} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_311}}{D_{c\_311}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 59.202 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_311\_VI} := \frac{\left[ f_{\phi\_311\_VI} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_311}}{D_{c\_311}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 30.668 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 311 у випадку коли  $z_e = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_311\_VI} := \frac{\left[ f_{pз\_311\_VI} \cdot \left( \frac{D_{c\_311}}{d_{T\_311}} + \frac{d_{T\_311}}{D_{з\_311}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 1.231 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_311\_VI} := \frac{\left[ f_{pз\_311\_VI} \cdot \left( \frac{D_{c\_311}}{d_{T\_311}} - \frac{d_{T\_311}}{D_{вн\_311}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 996.52 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 311 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_311\_VI} := \frac{\left[ f_{\phi\_311\_VI} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_311}}{D_{c\_311}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 133.205 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_311\_VI} := \frac{\left[ f_{\phi\_311\_VI} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_311}}{D_{c\_311}} \right) \cdot z_c \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 69.003 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 311 у випадку коли  $z_c = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{гр\_зовн\_311\_VI} := \frac{\left[ f_{pz\_311\_VI} \cdot \left( \frac{D_{c\_311}}{d_{T\_311}} + \frac{d_{T\_311}}{D_{з\_311}} \right) \cdot z_c \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 2.769 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{гр\_вн\_311\_VI} := \frac{\left[ f_{pz\_311\_VI} \cdot \left( \frac{D_{c\_311}}{d_{T\_311}} - \frac{d_{T\_311}}{D_{вн\_311}} \right) \cdot z_c \cdot z_x \right]}{q_{VI}} = 2.242 \times 10^3 \text{ Гц}$$

На валу VII знаходяться підшипники серії 46120, 46117 та 3182118

Таблиця 2.8

Характеристики підшипників кочення, що необхідні для розрахунків

Підшипник	Середній діаметр підшипника $D_c$ , мм	Кількість тіл кочення $z_t$ , шт	Діаметр тіл кочення $d_T$ , мм
46120	125	22	15,081
46117	107,5	21	13,494
3182118	115	54	11

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 46120:

$$f_{\phi\_46120\_VII} := \frac{f_{VII\_12}}{2} = 3.352 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 46120:

$$f_{pz\_46120\_VII} := \frac{f_{VII\_12} \cdot z_{t\_46120}}{2} = 73.737 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46120 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_зовн\_46120\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_46120\_VII} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_46120}}{D_{c\_46120}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 58.489 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xv\_вн\_46120\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_46120\_VII} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_46120}}{D_{c\_46120}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 31.382 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46120 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zр\_зовн\_46120\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_46120\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_46120}}{d_{T\_46120}} + \frac{d_{T\_46120}}{D_{z\_46120}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 3.537 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:



$$f_{zp\_вн\_46120\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_46120\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_46120}}{d_{T\_46120}} - \frac{d_{T\_46120}}{D_{вн\_46120}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 2.926 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 46120 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_46120\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_46120\_VII} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_46120}}{D_{c\_46120}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 131.599 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_46120\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_46120\_VII} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_46120}}{D_{c\_46120}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 70.609 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46120 у випадку коли  $z_e = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_46120\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_46120\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_46120}}{d_{T\_46120}} + \frac{d_{T\_46120}}{D_{з\_46120}} \right) \cdot z_e \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 7.957 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_46120\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_46120\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_46120}}{d_{T\_46120}} - \frac{d_{T\_46120}}{D_{вн\_46120}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 6.584 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 46117:

$$f_{\phi\_46117\_VII} := \frac{f_{VII\_12}}{2} = 3.352 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 46117:

$$f_{pz\_46117\_VII} := \frac{f_{VII\_12} \cdot z_{t\_46117}}{2} = 70.385 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46117 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_46117\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_46117\_VII} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_46117}}{D_{c\_46117}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 58.41 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_46117\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_46117\_VII} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_46117}}{D_{c\_46117}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 31.461 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46117 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_46117\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_46117\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_46117}}{d_{T\_46117}} + \frac{d_{T\_46117}}{D_{з\_46117}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 3.393 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_46117\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_46117\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_46117}}{d_{T\_46117}} - \frac{d_{T\_46117}}{D_{вн\_46117}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 2.814 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 46117 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_46117\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_46117\_VII} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_46117}}{D_{c\_46117}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 131.422 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_46117\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_46117\_VII} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_46117}}{D_{c\_46117}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 70.786 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46117 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{зр\_зовн\_46117\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_46117\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_46117}}{d_{T\_46117}} + \frac{d_{T\_46117}}{D_{з\_46117}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 7.634 \times 10^3 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{зр\_вн\_46117\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_46117\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_46117}}{d_{T\_46117}} - \frac{d_{T\_46117}}{D_{вн\_46117}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 6.331 \times 10^3 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 3182118:

$$f_{\phi\_3182118\_VII} := \frac{f_{VII\_12}}{2} = 3.352 \text{ Гц}$$

Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 3182118:

$$f_{pz\_3182118\_VII} := \frac{f_{VII\_12} \cdot z_t\_{3182118}}{2} = 180.991 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 3182118 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_зовн\_3182118\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_3182118\_VII} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_3182118}}{D_{c\_3182118}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 49.233 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{хв\_вн\_3182118\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_3182118\_VII} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_3182118}}{D_{c\_3182118}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 40.637 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» роликів в підшипнику 3182118 у випадку коли  $z_z = 2$ ,  $z_x = 2$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_зовн\_3182118\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_3182118\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_3182118}}{d_{T\_3182118}} + \frac{d_{T\_3182118}}{D_{z\_3182118}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 2.559 \times 10^4 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{zp\_вн\_3182118\_VII} := \frac{\left[ f_{pz\_3182118\_VII} \cdot \left( \frac{D_{c\_3182118}}{d_{T\_3182118}} - \frac{d_{T\_3182118}}{D_{вн\_3182118}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 2.512 \times 10^4 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «хвилястістю» бігових доріжок підшипника 3182118 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_зовн\_3182118\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_3182118\_VII} \cdot \left( 1 + \frac{d_{T\_3182118}}{D_{c\_3182118}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 110.775 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{xв\_вн\_3182118\_VII} := \frac{\left[ f_{\phi\_3182118\_VII} \cdot \left( 1 - \frac{d_{T\_3182118}}{D_{c\_3182118}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 91.433 \text{ Гц}$$

Частота коливань, викликаних «гранністю» роликів в підшипнику 3182118 у випадку коли  $z_z = 3$ ,  $z_x = 3$ :

для зовнішньої доріжки обойми:

$$f_{\text{зр\_зовн\_3182118\_VII}} := \frac{\left[ f_{pz\_3182118\_VII} \left( \frac{D_{c\_3182118}}{d_{T\_3182118}} + \frac{d_{T\_3182118}}{D_{з\_3182118}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 5.758 \times 10^4 \text{ Гц}$$

для внутрішньої доріжки обойми:

$$f_{\text{зр\_вн\_3182118\_VII}} := \frac{\left[ f_{pz\_3182118\_VII} \left( \frac{D_{c\_3182118}}{d_{T\_3182118}} - \frac{d_{T\_3182118}}{D_{вн\_3182118}} \right) \cdot z_z \cdot z_x \right]}{q_{VII}} = 5.653 \times 10^4 \text{ Гц}$$

Результати проведених розрахунків представлено в Додатку А , Таблиця 2.

2.4 Технічне забезпечення, за допомогою якого проводились заміри на вібраційну та акустичну активність верстату

Після проведення розрахунків відповідних можливих частот вимушених коливань, що могли бути викликані елементами приводу головного руху в фрезерному верстаті 6М12П, проводиться аналіз та співставлення отриманих даних з результатами акустичного запису верстату.

Сам запис процесу роботи верстата відбувався за допомогою Диктофону Olympus LS-14 Рисунок 2.3.



Рисунок 2.3 Диктофон Olympus LS-14 в момент запису роботи верстату

Olympus LS-14 представляє собою диктофон з можливістю запису звуку в широкому спектрі. 2 стереомікрофони, що знаходяться під кутом 90 градусів забезпечують якісний «захват» звуку. Покоління мікрофонів «Tresmic» дозволяє зафіксувати низькі частоти.

В якості технічного обладнання для запису експериментальних даних був обраний через доступність та відповідність вимогам до діагностичного обладнання віброакустичної активності.

Технічні параметри диктофону вказано в таблиці 2.10.

Таблиця 2.10

Технічні характеристики диктофону Olympus LS-14

Параметр	Значення
Роздільна здатність:	96 кГц (PCM): 20 Гц - 44 кГц88. 1 кГц (PCM): 20 Гц - 42 кГц 48 кГц (PCM): 20 Гц - 23 кГц 44.1 кГц (PCM): 20 Гц - 21 кГц44.1 кГц (PCM, моно): 20 Гц - 21 кГц
Підтримка звукового тиску	До 130 дБ

Отримані звукові файли було перетворено через програму-аналізатор спектру SpectraPlus. Вона реалізує проведення FFT-аналізу (перетворення Фур'є) для звукового файлу в реальному часі з наступними параметрами:

- Вибірка – 24 біти;
- Частота дискретизації – 200 кГц;
- FFT розмір - 1048576

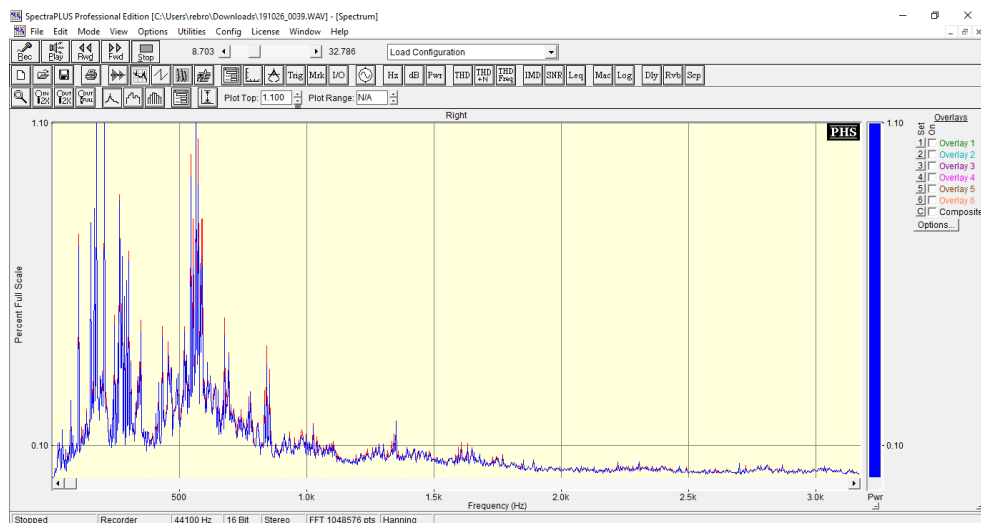


Рис.2.4 Інтерфейс користувача програми аналізатора SpectraPlus

Дана програма забезпечує відображення інформації в наступних режимах:

- тимчасова функція,
- фазовий спектр,
- побудова спектрограм.

Перевагами цієї програми є також наявність наступних функцій:

- аналіз спотворень,
- цифрова фільтрація сигналу,
- згладжування сигналу,
- обробка потоку даних з можливістю усереднення, перекриття та утримання піків в залежності від поточної необхідності.



## 2.5 Аналіз спектрограми звуку роботи верстату 6М12П

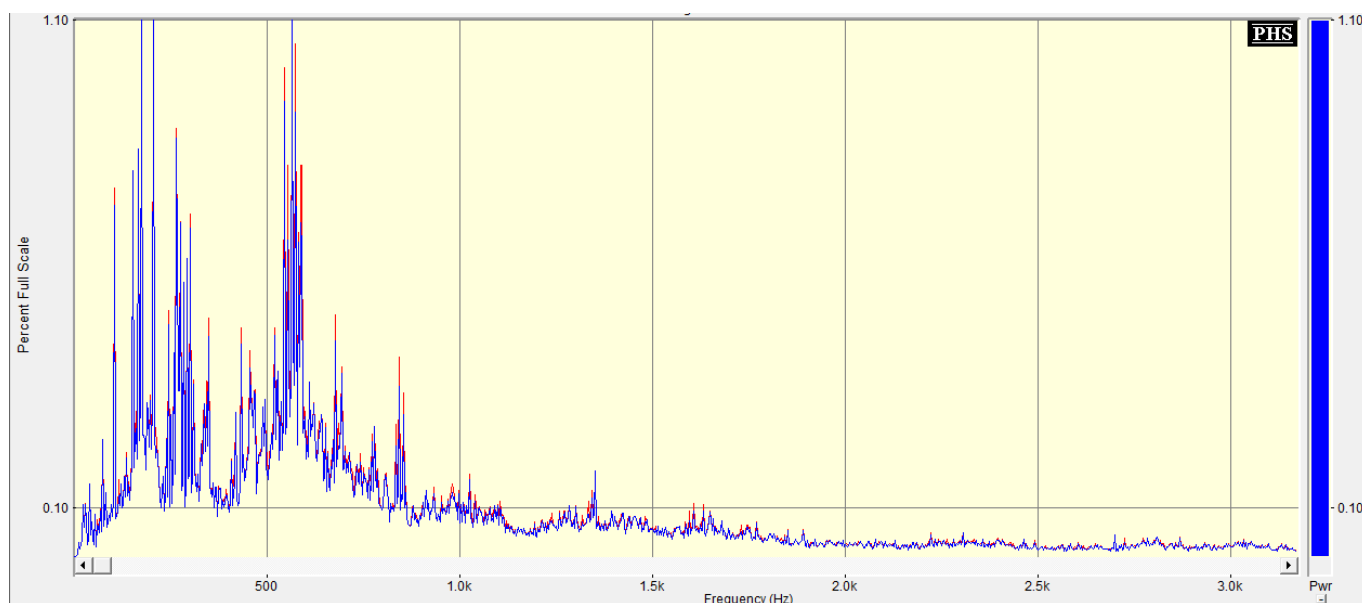
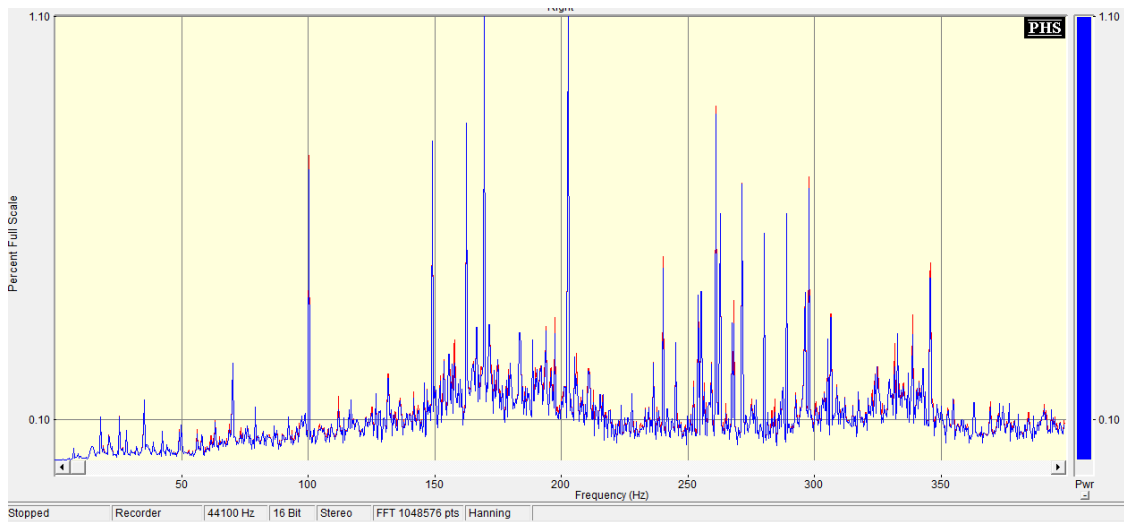


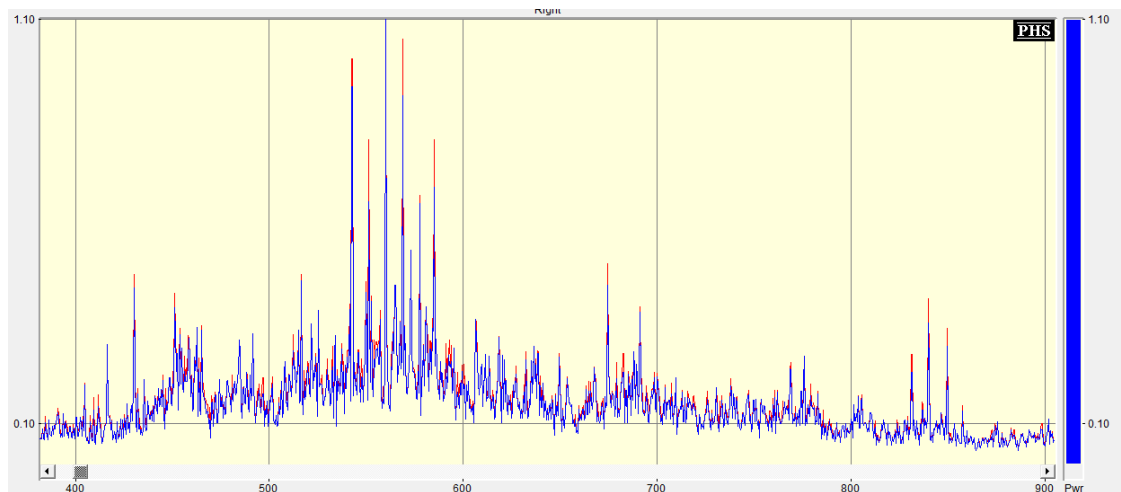
Рисунок 2.5 Спектрограма частот в програмі-аналізаторі SpectraPlus

Частотний діапазон, що може охопити програма аналізатор лежить в межах від 12 до 49500 Гц, що в свою чергу забезпечує аналіз доволі широкого діапазону частот (коливань), в разі запису сигналу приладами з більшою чутливістю, ніж у диктофону Olympus LS-14.

Аналіз даної спектрограми можна було б проводити і на всьому представленому діапазоні частот, тоді є можливість, що пікові значення на певних частотах можуть збігатися і тому було прийнято рішення, що аналіз буде проводитись по частинам, виділяючи зони з близькими до теоретично розрахованих частот коливань приводу головного руху (Рис.2.6 )



а)



б)

*Рис.2.6 Спектрограма, що описує вібраційну активність консольно-фрезерного верстату 6М12П : а) для частоти з інтервалу 12...400 Гц; б) частоти з інтервалу 350...900 Гц;*

Під час проведення аналізу отриманих даних, було прийнято поправку на те, що теоретично розраховані частоти, і частоти, які були отримані в ході експерименту, можуть відрізнятися, через наявність ковзання в асинхронному двигуні.

Співпадіння або наближена відповідність між частотами, що були отримані в ході запису віброакустичної активності фрезерного верстату 6М12П і розрахованих значень частот, що могли б бути викликаними незрівноваженістю валів приводу

головного руху і змонтованих на них деталей, а також частот, з якими відбувається явище перезачеплення зубців, винесено до Таблиці 2.11

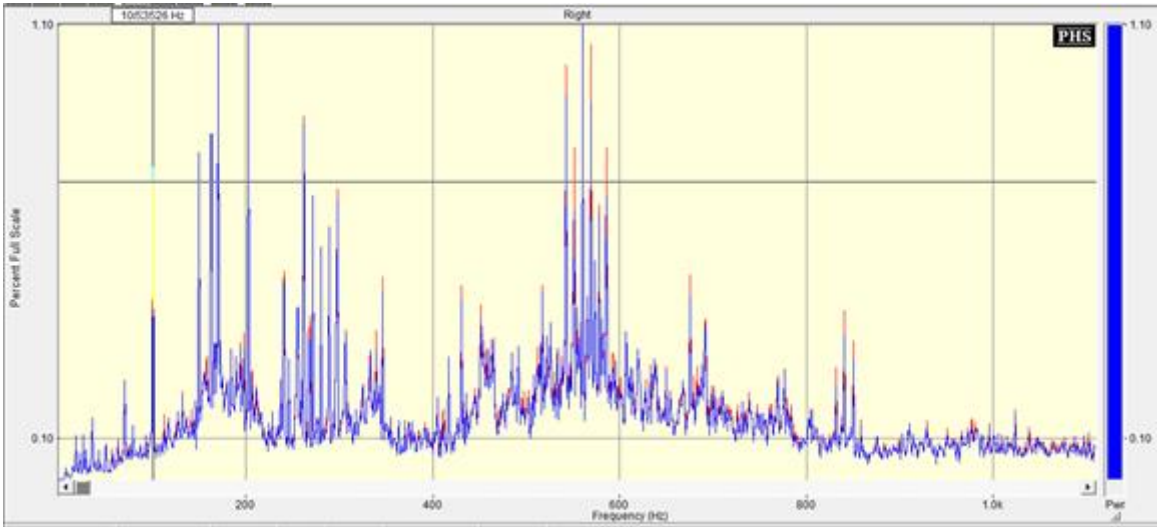


Рисунок 2.7 Визначення пікових значень з спектрограми SpectraPlus

Таблиця 2.11

Значення експериментальних частот, які є близькими до розрахованих.

Значення, що були отримані в ході експерименту, Гц	Теоретично розраховані значення частот коливань приводу, Гц	Вали приводу, на яких співпадають частоти	Можлива причина коливань
25.62	20.192	IV	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 309
	24	Ротор, I	Незрівноваженість ротору електродвигуна Незрівноваженість деталей на валу I і власне самого валу
	28,606	IV	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 311 та 212 (зовнішня доріжка)
	26.813	V	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 312

	26.813	VI	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 311
105,35	102.015	II	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307
	108,5	III	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 309 і 210
	110.775	VII	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 3182118
202.4	194.398	V	ПЗЗ z19 і z18
	195.623	III	ПЗЗ z5 і z13
	195.623	IV	ПЗЗ z13 і z11
255.4	254.728	IV	ПЗЗ z14 і z16
272.1	268.981	III	ПЗЗ z4 і z12
	267.516	IV	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212
345.7	347.77	IV	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309(внутрішня доріжка)
363.1	361.982	VII	ПЗЗ z20 і z21
430.8	429.49	IV	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309
451,3			
760.5	758.88	I	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 212

	758.912	I	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307
--	---------	---	---

Спираючись на проведені теоретичні розрахунки і аналіз експериментальних даних, можна стверджувати, що в приводі головного руху верстата 6М12П генерується широкий спектр частот, а саме від 0,524 Гц до 56530 Гц. Причинами вібрацій з такими частотами служать незрівноважені вали приводу та деталей, що змонтовані них, перезачеплення в зубчастих передачах та коливання, викликані внаслідок дефектів в підшипникових опорах.

Аналізуючи спектр, отриманий в ході експерименту було встановлено, що найбільша щільність випадків пікових значень амплітуд коливань зустрічається в діапазоні від 50 – 350 Гц. А частоти, розрахункове значення яких, відповідає значенню, отриманому експериментально частіше зустрічаються в діапазоні 100 – 350 Гц.

На основі Таблиці 2.11, робимо припущення, що в діапазоні 2 – 20 Гц збудниками коливань є:

1. Підшипники серії 309, 311 та 212 на валу IV;
2. Незрівноважений ротор двигуна та вал I.

Можливими джерелами збурень вимушених коливань на діапазоні 20 – 200 Гц є:

1. зубчасте зачеплення валу V і валу VI через зубчасту передачу що призводить до перезачеплення зубчастих колес 19 і 18.
2. Хвилястість в підшипниках 307 на валу II, 309 та 210 на валу III і підшипника 3182118 на шпинделі.

Можливими джерелами збурень вимушених коливань на діапазоні 200 – 450 Гц є:

1. Перезачеплення зубчастих коліс 5/13, 19/18, 13/11, 14/16, 20/21
2. Гранність тіл кочення в підшипниках 309 і 212 валу IV

Можливими джерелами збурень вимушених коливань на діапазоні 450 – 900 Гц є:

1. Хвилястість в доріжках кочення підшипників 212 та 307 на I валу.

Проведення експерименту схожого типу, але з використанням більш точного та чутливого обладнання, а також із незначними змінами методики його проведення, надасть в перспективі можливість більш точного виявлення джерел генерації вимушених коливань на вище перерахованих групах механічних передач.

## 2.6 Діагностування стану шпинделя верстату 6М12П з використанням CAD/CAE системи Autodesk Inventor.

Використовуючи систему AUTODESK INVENTOR маємо можливість за допомогою вбудованого модуля «Аналіз Напружень» провести віртуально експеримент, результатами якого є дані відносно характеру поведінки шпинделя в напруженого- деформованому стані і резонансних частот, що вираховуються за спрощеним методом скінченних елементів.

В модулі «Аналіз напружень» передбачено наступні типи симуляції:

Статичний аналіз – оцінка тіла під час напруженого- деформованого стану (деформації, зміщення, коефіцієнт запасу міцності).

Модальний аналіз – розрахунок частот власних коливань системи, при якому враховується можливе переміщення жорсткого тіла, що досліджується[30-32].

### 2.6.1 Проведення статичного аналізу

Статичний аналіз проводиться у випадку, коли необхідно розрахувати критичні переміщення та напруження, що виникають в результаті прикладання до об'єкту, над

яким проводиться симуляція, навантажень, адже при цьому відбувається його деформація.

Приступаючи до статичного аналізу приймають наступні припущення:

1) дії навантажень, які прикладено до тіла, додаються не миттєво, а поступово доки вони не досягнуть своїх номінальних значень, після чого вони приймаються як константи. В разі використання даного припущення ми нехтуємо внутрішніми силами, оскільки швидкість та прискорення від зовнішніх сил є порівняно низькими. У випадку, коли прикладено динамічні навантаження, які при цьому супроводжуються внутрішніми і демпфуючими силами, є необхідність проведення перевірки на факт виконання даного допущення.

2) Залежності між навантаженням і викликаними ними реакціями є лінійними. Це припущення справедливе у випадку коли: навантаження діє постійно за своїм напрямком і величиною; переміщення, що виникають в результаті дії навантаження є відносно малими; на матеріал, з якого виготовляється об'єкт досліджень, працює закон Гука.

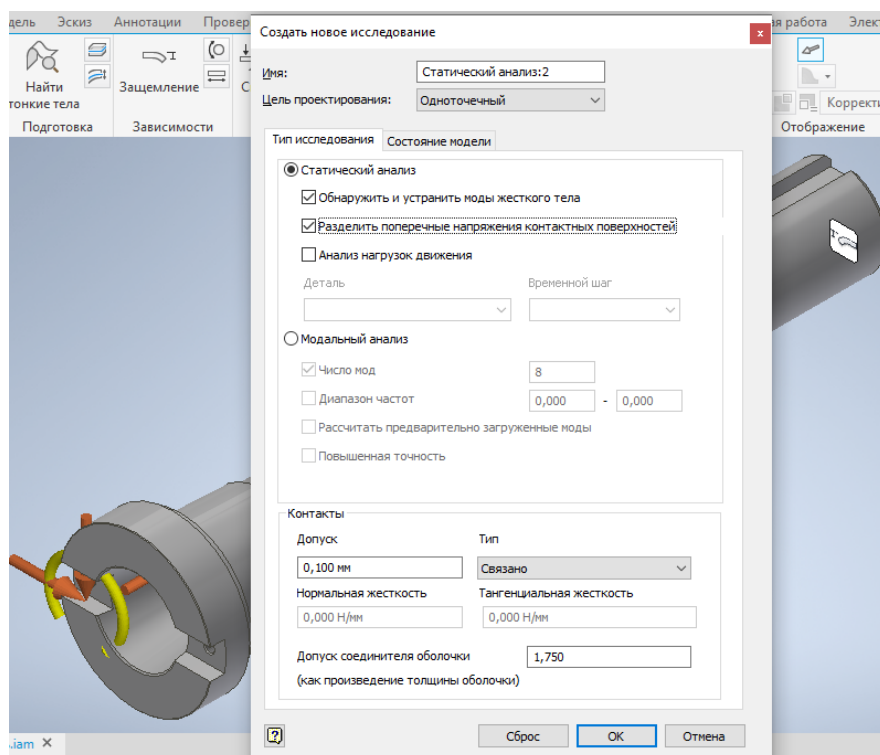


Рисунок 2.7 Интерфейс модуля «Аналізу Напружень»

Таблица 2.6

## Механічні параметри матеріалу досліджуваного шпинделю

Имя	Сталь	
Общие	Массовая плотность	7,85 г/см <sup>3</sup>
	Предел текучести	355 МПа
	Окончательный предел прочности растяжения	345 МПа
Напряжение	Модуль Юнга	210 ГПа
	Коэффициент Пуассона	0,3 бр
	Модуль упругости при сдвиге	80,7692 ГПа
Имена деталей	Вал	

Таблица 2.7

## Сили та моменти реакції, що виникають в опорах:

## □ Сила и момент реакции в опорах

Имя опоры	Сила реакции		Реактивный момент	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Защемление:1	8666,52 Н	-7316 Н	2740,2 Н м	164,455 Н м
		2560 Н		-2287,09 Н м
		-3877 Н		-1500,3 Н м

Таблица 2.8.

## Результати проведеного «Статичного розрахунку»:

## □ Результат

Имя	Минимальная	Максимальная
Объем	2787410 мм <sup>3</sup>	
Масса	21,8812 кг	
Напряжение по Мизесу	0,0199339 МПа	27,3712 МПа
1-ое основное напряжение	-6,44929 МПа	28,3269 МПа
3-е основное напряжение	-25,0167 МПа	10,7064 МПа
Смещение	0 мм	0,0203519 мм
Коэфф. запаса прочности	7,56269 бр	15 бр
Напряжение XX	-19,1102 МПа	27,7054 МПа
Напряжение XY	-5,86982 МПа	5,52342 МПа
Напряжение XZ	-13,8138 МПа	5,93745 МПа
Напряжение YY	-13,0875 МПа	12,0619 МПа
Напряжение YZ	-8,35505 МПа	11,2756 МПа
Напряжение ZZ	-17,4277 МПа	15,3276 МПа
Смещение по оси X	-0,00118706 мм	0,000938479 мм
Смещение по оси Y	-0,0200662 мм	0,0194704 мм
Смещение по оси Z	-0,0193752 мм	0,0201098 мм
Эквивалентная деформация	0,000000105419 бр	0,000112992 бр
1-ая основная деформация	-0,00000133471 бр	0,000120894 бр
3-я основная деформация	-0,000117702 бр	-0,0000000244554 бр
Деформация XX	-0,0000794173 бр	0,000119114 бр
Деформация XY	-0,000036337 бр	0,0000341926 бр
Деформация XZ	-0,0000855141 бр	0,0000367556 бр
Деформация YY	-0,0000566591 бр	0,0000366361 бр
Деформация YZ	-0,0000517218 бр	0,0000698014 бр
Деформация ZZ	-0,0000707216 бр	0,0000350315 бр



Графічне відображення результатів аналізу:

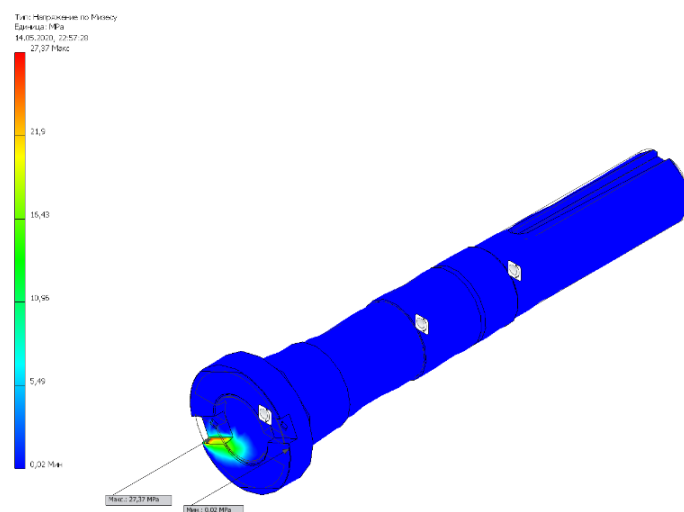


Рис.2.8 Напруження по Мізесу

Напруження по Мізесу зображено на Рис.2.8 Бачимо, що найбільші напруження сконцентровані на ділянці шпонкового пазу.

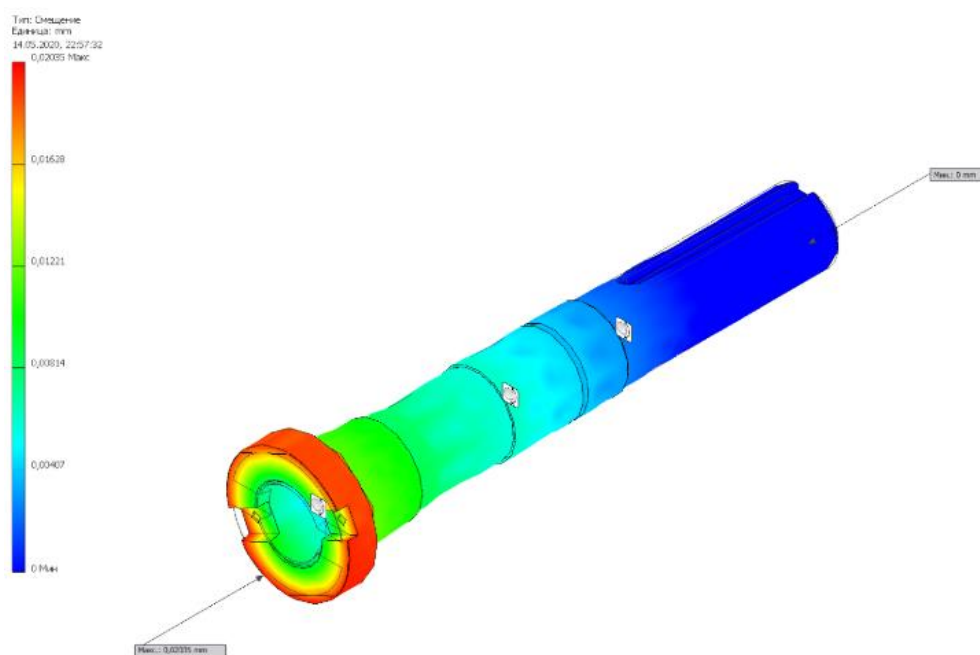


Рисунок 2.9 Зміщення

На Рисунку 2.9 зображено максимальне зміщення елементів шпинделя, що виникає під дією крутних моментів і прикладених сил. На основі Рис.2.9 можна

стверджувати, що найбільшого зміщення зазнає саме фланець шпинделю, а найменшого - крайня шийка валу.

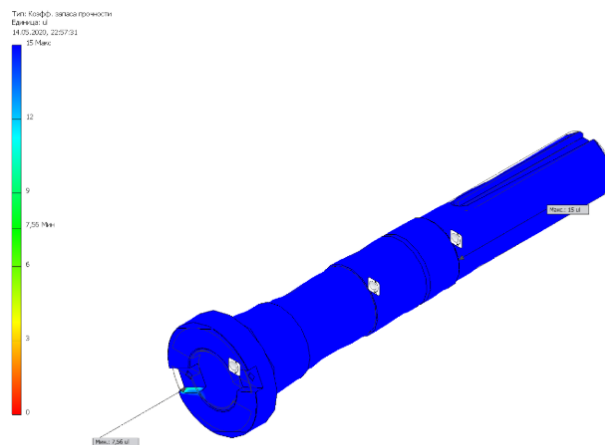


Рисунок 2.10 Коэффициент запаса прочности.

На Рисунке 2.10. зображено графічне відображення розрахунку коефіцієнта запаса міцності. Бачимо, що найменший коефіцієнт запаса міцності складає  $k_{\text{зап.}}=7,56$ . Оскільки  $k_{\text{зап.}}=7,56 > [k_{\text{зап.}}] = 1,5$ , то умова міцності виконується в повній мірі.

## 2.6.2 Проведення модального аналізу

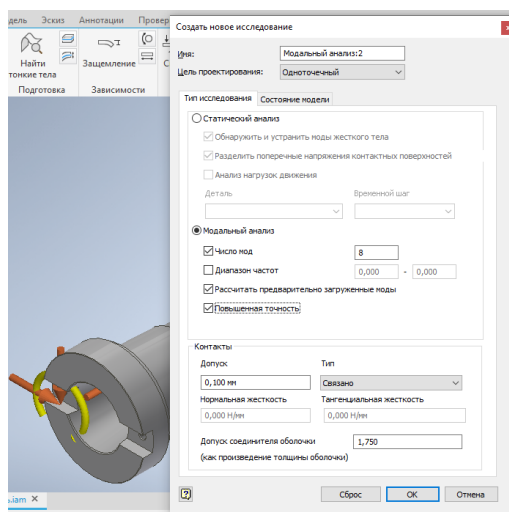


Рис.2.11 Интерфейс модуля «Анализ Напряжений» у разі виконання «Модального аналізу

Проведення модального або частотного аналізу є важливим при дослідженні моделей, на які впливають циклічні та вібраційні навантаження, оскільки він розраховує частоти власних коливань об'єкта, які будуть використані в подальшому для уникнення явища резонансу.

□ **Значение(-я) частоты**

F1	132,75 Hz
F2	142,12 Hz
F3	872,93 Hz
F4	884,36 Hz
F5	941,12 Hz
F6	1938,88 Hz
F7	2263,86 Hz
F8	2310,78 Hz

Рис.2.12 Вікно одержуваних результатів при «Модальному аналізі»

В результаті буде відображено розраховані програмно частоти власних коливань тіла, відповідно до заданого числа мод. Графічно – це проградуїрована, відповідно до максимальних напружень, модель. Шкала зліва дає можливість відстежити зміщення точок кінцевих елементів, оцінити величини зміщення по осям X,Y,Z.

Результати проведеного модального аналізу шпинделя відображені нижче:

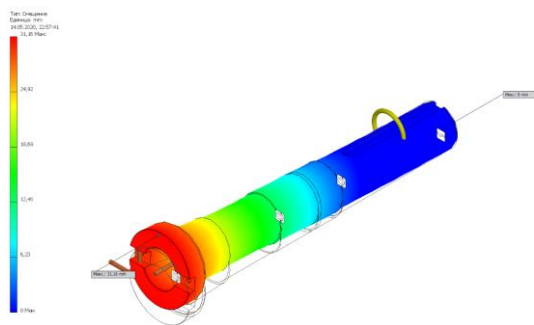


Рис.2.13 Зміщення при F1 132,75 Hz

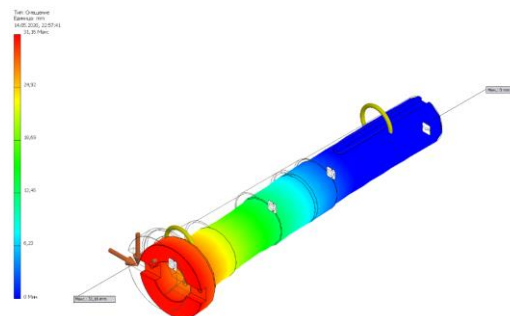


Рис.2.14 Зміщення при F2 142,12 Hz

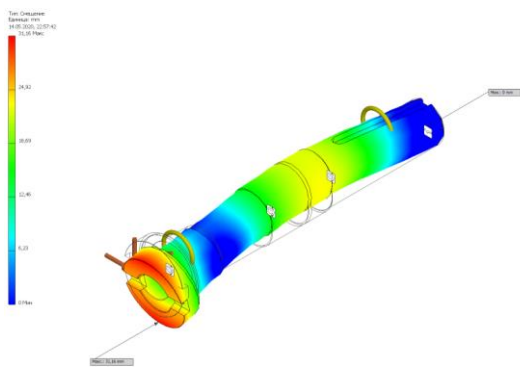


Рис.2.15 Зміщення при F3 872,93 Hz

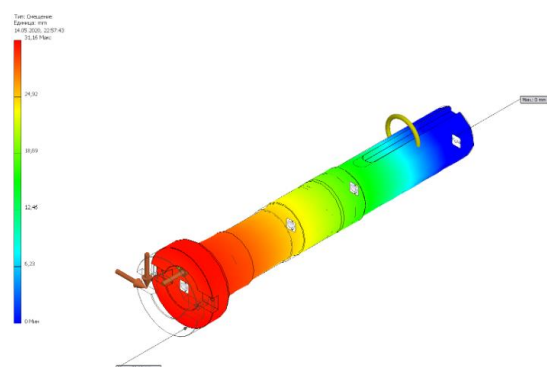


Рис.2.18 Зміщення при F6 1938,88 Hz

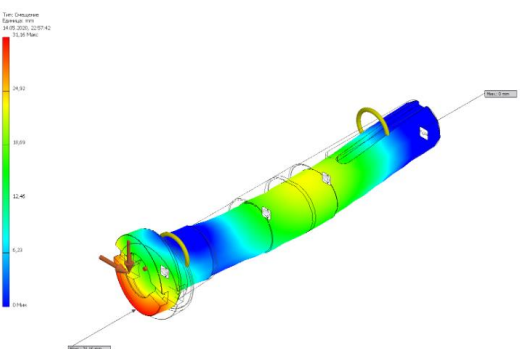


Рис.2.16 Зміщення при F4 884,36 Hz

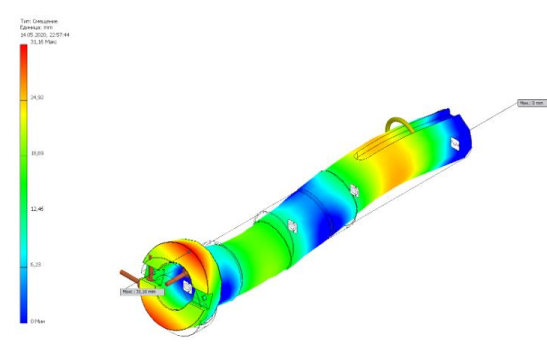


Рис.2.19 Зміщення при F7 2263,86 Hz

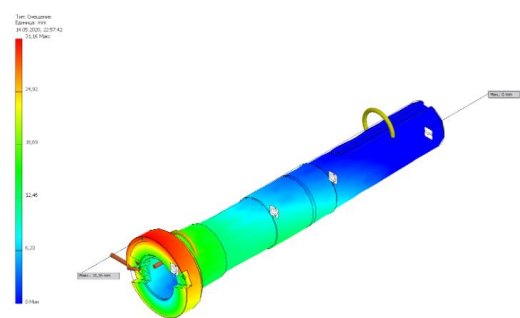


Рис.2.17 Зміщення при F5 941,12 Hz

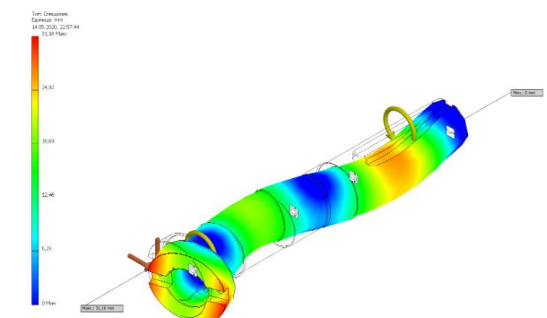


Рис.2.20 Зміщення при F8 2310,78 Hz

## 2.7 Висновки до розділу

Спираючись на проведений аналіз віброакустичної активності фрезерного верстату можна зробити припущення про можливі джерела вимушених коливань в приводі головного руху верстату. З впевненістю говорити про те, який дефект

системи має найбільший вплив на збурення коливань, неможливо, адже це потребує обов'язкову детальну діагностику тіла, виявленого в результаті попереднього дослідження. В подальшому можна користуватись отриманими даними, як орієнтирами при заміні чи ремонті дефектних елементів.

Дана методика досліджень стану верстата може мати місце при проектуванні, виготовленні та експлуатації нових металорізальних верстатів, адже вона дозволяє виявляти дефекти, які іншими методами виявляються складно або не виявляються взагалі.

### 3. ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ВІБРАЦІЙ

Проблема зменшення вібрацій металорізальних верстатів була та досі залишається актуальною, бо в результаті дії різноманітних по своїй природі коливань відбувається зниження якості обробки, і також порушення технологічних процесів під час роботи верстату.

Загально прийнятими шляхами зменшення вібрацій усіх видів промислового обладнання є:

1) зниження вібрацій у джерелі їхнього виникнення (балансування роторів чи проведення робіт із модернізації та оновлення обладнання);

2) зниження загальної вібрацій шляхом віброізоляції (використання у конструкції пружних елементів) та вібродемпфування (використання вібропоглинаючих елементів);

3) зниження вібрацій методом частотного відстроювання (оптимізація режимів роботи, зміною жорсткості чи маси певного елементу);

4) зниження вібрацій методом використання динамічних гасників коливань (додаванням у елементи верстату, що викликають коливання, додаткової коливальної системи, що сприйматиме коливання на себе).

Відповідно до даних, що були отримані в результаті теоретичних розрахунків та проведеному експериментальному дослідженню віброакустичної активності вертикально-фрезерного верстату 6М12П, запропоновано для зниження рівня вібрацій і шуму наступні шляхи та засоби:

- 1) використання сучасних композитних матеріалів у елементах приводу;
- 2) віброізоляція верстату:
  - а) монтаж верстату на гумові віброізолюючі килимки чи віброопори;
  - б) монтаж верстату на фундамент.

#### 3.1 Зменшення вібрацій викликаних роботою зубчастих передач

Одним зі шляхів зменшення вібраційної активності верстату є поліпшення характеристик зубчастих передач, бо рівень вібрацій напряму залежить від точності зубчастого зачеплення та динамічних показників системи в цілому, серед них основну роль відіграють показники інерційності та жорсткості передачі. Похибки в зубчастому зачепленні є основною причиною виникнення вимушених коливань, а динамічні показники відповідають за власні коливання.

Виникаючи при процесі зачеплення ведучого та веденого коліс, удари перезачеплення - основне джерело виникнення коливань у системі, при цьому сила даних ударів є прямо пропорційною головій швидкості та різному числу кроків зубів по дільному колу [37]. В результаті цього, збільшення частоти обертання викликає ріст рівню шуму та вібрацій.

Крім того, причинами виникнення вібрацій у зубчастих передачах може бути зміна жорсткості зачеплення при переході від двопарного до однопарного зачеплення чи зміна сили тертя між профілями зубів, або похибки при виготовленні зубчастих коліс, аби похибки під час їх монтажу, які призводить до перекосі валу та підшипників або підшипникових вузлів та в ту ж чергу і вібрацій [38].

Вихоячи з вище описаної інформації, щодо причин виникнення коливань у процесі роботи зубчастих передач, можемо визначити шляхи що допоможуть знизити рівень вібрацій. Загалом, їх поділяють на конструктивні та технологічні.

Конструктивні шляхи – способи доопрацювання конструкції зубчастих коліс, задля досягнення зменшення сили ударів у результаті зачеплення зубців.

Зменшення сили ударів - збільшення плавності зачеплення зубчастої передачі, може бути досягнуто за рахунок зміни прямозубих передач на косозубі, шевронні чи з криволінійним зубом. Завдяки цьому досягається ефект, з яким зуби входять у зачеплення плавно та уздовж всієї довжини зубця, викликаючи пружні деформації, що компенсують похибки напрямку зубців. Дана зміна дозволить знизити рівень вібрацій та шуму на ~10-12 дБ.

Альтернативним варіантом використання конструктивних шляхів є оптимізація форми зубців, яка поділяється на оптимізацію поздовжньої форми чи форми евольвентного профілю зубів.

Оптимізація поздовжньої форми передбачає використання зубців більш бочкоподібної форми, тобто зміни розмірів поздовжнього перерізу зубу по всій його довжині. Використання такого підходу призводить до зниження рівня впливу на процес зачеплення можливих перекосів зубців, викликаних відхиленнями співвісності валів та похибок напрямку зубців і як результат - зменшення рівня шуму на 3-5 дБ.

Оптимізація форми евольвентного профілю зуба призводить до фланкування, тобто відхилення профілю від його теоретичної форми, що в свою чергу забезпечує зменшення динамічних навантажень, що можуть бути викликані помилками головного кроку та пружною деформацією сусідніх зубів. У разі проведення даних операцій буде збільшення площі моментного контакту зубців і зменшення загального рівня вібрацій та шуму зубчастої передачі.

Коливання що виникають при роботі зубчастих передач, ще залежать і від матеріалу, з якого виготовлено зубчасті колеса. Частіше всього зубчасті колеса виготовляють зі сталі, бо вона забезпечує високі показники міцності та твердості. Використання при виробництві зубчастих коліс нових перспективних конструкційних матеріалів може забезпечити покращення показників ефективності зубчастих передач. При використанні волокнистих полімерних композитних матеріалів (ВПКМ) можна досягти підвищення динамічних показників, за рахунок полегшення зубчастих коліс, при цьому без втрат по міцності, бо ВПКМ мають набагато вищі показники питомої міцності у порівнянні зі сталями чи пластмасами (Табл. 3.2) [39]. Саме через це тема використання ВПКМ, як матеріалів зубчастих коліс у сучасних реаліях є дуже актуальною [40].

Сьогодні актуальним є використання ВПКМ на основі вуглецевих волокон, бо пластмаси хоча і мають порівняно нижчу щільність, проте по показникам міцності практично рівні металам, так, наприклад, питома масова міцність поліаміду дорівнює загартованій сталі (Таблиця 3.2). А при використанні армування пластмас волокнами високої міцності, можемо досягти збільшення їх міцності. Попри те, що показники питомої міцності ВПКМ у порівнянні із гартованими сталями у 5 разів вище, проте через явище анізотропії, можливості використання даних матеріалів є обмеженими.



Використання ВПКМ дозволяє створювати жорсткі колеса із підвищеною твердістю поверхні, яка якісно відрізняє дані матеріали у порівнянні із іншими полімерами.

Таблиця 3.2

Порівняння характеристик використовуваних нині та перспективних конструкційних матеріалів.

Матеріали		Модуль Юнга Е, ГПа	$\sigma_{\text{с}}$ , МПа	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Питома масова міцність, МПа/(кг/м <sup>3</sup> )	
Сталі	Сталь 45, 180 НВ	205	540	7850	0,068	
	Сталь 45, 400 НВ		1200		0,15	
ВПКМ	Смола типу Lorit 285		50	85	1250	0,068
	Вуглецеве волокно ЛУ-П-01		250-270	2000	1500	1,33
	Вуглепластик	При розтягуванні вздовж волокон	115-140	1250	1400	0,89
		При стисканні вздовж волокон		600		0,42
		При стисканні перпендикулярно волокну	8-10	150		0,11
		При розтягуванні перпендикулярно волокну		35		0,025
Пласт- маси	Поліоксиметилен (ПОМ)		2,6	140	1000	0,14
	Флубон 20		1,28	26	2000	0,013
	Поліамід 612		8,0-9,5	160	1020	0,16

Тому, при заміні зубчастих коліс з сталі на колеса з полімерів, можемо досягти зниження рівня шуму та вібрацій близько 20 дБ. Ці результати потрібні задля високошвидкісних передач, що працюють при підвищених навантаженнях при резонансних режимах. Щодо не силових передач, зниження вібрацій досягається методом використання сталей із малою поверхневою твердістю. Однією із найліпших комбінацій для зубчастих передач прийнято вважати шестерні виготовленої зі сталі

підвищеної твердості та попередньо шліфованими зубцями та колесом з м'якої сталі, у порівнянні з шестернею, що було оброблено шевінгуванням.

Досягти зменшення загального рівня вібрацій викликаних в результаті роботи зубчастих передач можна підвищенням точності їх виготовлення, тобто точності під час нарізання і обробки зубців. Результатом є зниження впливу циклічних похибок і рівня шуму на 5-10 дБ [38]. Крім того, приймаючи для зубчастих коліс найменший можливий модуль [41], можемо досягти більш плавної роботи зубчастої передачі, в наслідок підвищення коефіцієнтів перекриття. Негативним чинником, під час використання даного варіанту, є зменшення допустимого навантаження що може бути прикладено до одного зуба. Якщо забезпечити виконання умови, при якій коефіцієнт перекриття  $\varepsilon_v = 2,0$ , маємо досягнення найбільш плавної роботи передачі, а отже і рівні шуму та вібрацій є мінімальними.

На віброактивність зубчатих передач також впливає і навантаження на зубці при роботі зубчастої передачі. Збільшуючи коефіцієнт навантаження, зменшується динамічне навантаження та зростають пружні деформації у зачепленні, при цьому компенсуючи похибки кроку зубців та збільшуючи плавність роботи даної передачі та зменшується рівень вібрацій.

Характерний вплив на рівень вібрацій зубчастої передачі також виконує також конструкція і матеріал корпусу, де і знаходиться дана передача, так, маємо, що корпуси виготовленні литтям, демпфують коливання краще зварних корпусів. Зменшення коливань ще можна досягти шляхом підбору мастильних матеріалів, так в'язкі мастила можуть краще «поглинати» коливання. А в залежності від типу підшипників валів можемо досягти більш плавного рівня роботи. Підшипники кочення, що працюють на високих швидкостях у мастильній ванні, забезпечують плавнішу роботу зубчастої передачі, хоча в порівнянні із підшипниками ковзання мають вищі втрати на тертя.

Зниження вібрацій в зубчастих передачах технологічним шляхом полягає у проведенні поверхневої обробки зубів. Вище вже було описано, що загальний рівень вібрацій залежить від точності та якості зубчастих коліс, а особливо зубчастого вінця. Максимальний вплив забезпечується завдяки шевінгуванню поверхні зубців ще не

загартованого зубчастого колеса, бо в такому випадку знижуються похибки напрямку зубців та неточності їх профілю. У випадку загартованих зубчастих колес, найбільш ефективним є метод зубохонінгування, який в свою чергу забезпечує зниження шуму на 2-4 дБ. Виконання зубошліфування задля зниження вібраційної активності зубчастих колес не рекомендується.

Маємо, що задля ефективного зменшення рівня вібрацій та шуму при роботі зубчастої передачі, потрібно досягти максимального зменшення сили ударів що виникають при зубозачепленні, використовуючи при цьому описані конструктивні та технологічні методи усунення вібрацій. Перспективним є виготовлення зубчастих пар із використанням сучасних волокнистих полімерних композитних матеріалів (ВПКМ).

### 3.3 Метод зменшення вібрацій, шляхом використання гібридних керамічних підшипникових опор

Зниження вібраційної активності верстату, можна досягти методом використання керамічних чи гібридних підшипників. Різниця між керамічними та гібридними підшипниками полягає в тому, що керамічні можуть бути повністю керамічними (нітрид кремнію  $\text{Si}_3\text{N}_4$ ), а в гібридних лише тіла кочення виготовляються із кераміки, а обойми виготовлені з підшипникової сталі.

Кераміка забезпечує більш високі механічні властивості в порівнянні з підшипниковими сталями. Оскільки дані матеріали мають відносно низьку хімічну активність, це забезпечує мале адгезійне зношування контактних деталей. Дана властивість цих матеріалів, забезпечує можливість їхнього використання при умовах недостатнього змащування а деколи взагалі без змащування. Дані підшипники забезпечують гарні експлуатаційні показники при аварійних режимах, тому імовірність відмови працездатності є дуже низькою. Завдяки тому, що керамічні матеріали забезпечують низький коефіцієнт тертя у поєднанні із невибагливістю в плані змащування, забезпечуються хороші експлуатаційні характеристики системи із підшипниковими опорними елементами такого типу. При цьому опорні елементи

функціонують в умовах зниженого тертя, що в свою чергу забезпечує зниження температури і робить можливим підвищення максимальної швидкості обертання. Високі характеристики корозійної стійкості, притаманні керамічним матеріалам, забезпечують можливість використання цих підшипників і в агресивних середовищах.

Гібридні підшипники займають проміжну ланку між сталевими та керамічними. Використання комбінацій сталевих кілець та керамічних тіл кочення, забезпечує значно більші швидкості обертання, бо сталь є менш крихкою та на високих швидкостях або навантаженнях не така схильна до критичних руйнувань.

Головні переваги гібридних керамічних підшипників:

1) швидкісні характеристики - хороші показники прискорення та уповільнення, досягаються завдяки меншому тертю при роботі, а також керамічні тіла кочення, що є на 40% легшими за сталеві аналоги, швидкісні ж показники в порівнянні зі сталевими підшипниками підвищено на 20%;

2) триваліший строк служби – завдяки низькому рівню тепловиділення, особливо актуально на високих частотах обертання валів, досягається збільшення строку служби та інтервалів змащування;

3) захист від пошкоджень у випадку проходження електричного струму – матеріал підшипника забезпечує його ізоляцію, бо нітрид кремнію не є провідником електричного струму;

4) велика зносостійкість – тіла кочення з кераміки мають високий ступінь твердості;

5) велика жорсткість підшипників – забезпечується завдяки модулю пружності керамічних тіл кочення, що є на 50% вище, ніж у сталевих;

6) зменшена можливість виникнення задирів – забезпечується характеристиками нітриду кремнію та хороших показників роботи даних підшипників в умовах недостатнього змащування або на аварійних режимах роботи;

7) зменшена ймовірність псевдо-бринелювання – тобто у випадку впливу на підшипник вібрацій, гібридні керамічні підшипники, будуть менш схильними до

появи впадин на доріжках кочення, між робочими поверхнями з нітриду кремнію та сталі;

8) зменшений показник рівня вібрацій – гібридні керамічні підшипники, характеризуються більшою жорсткістю та вищими частотами власних коливань, що забезпечує їх меншу чутливість до вібрацій;

9) низький коефіцієнт лінійного розширення – тіла кочення з нітриду кремнію мають низький коефіцієнт теплового розширення, тому вони є більш стійкими у випадках різкого перепаду температур.

Недоліки гібридних керамічних підшипників наступні:

- 1) відносно мала номенклатура підшипників даного типу (мала кількість типорозмірів);
- 2) підвищена схильність до крихкості;
- 3) ціна - дорожчі за традиційні.

### 3.4 Заходи щодо віброізоляції верстату

Віброізоляція верстатів проводиться для того щоб, вібрації, що виникатимуть між інструментом та заготовкою в процесі обробки, не могли перевищували допустимих значень.

Віброізоляція власне полягає у встановленні верстату, в даному випадку фрезерного 6M12П, на віброізолюючі опори, що повинно забезпечити мінімальні частоти власних коливань системи, при її максимальній стійкості по відношенню до зовнішніх впливів. Забезпечити виконання даної умови, можна шляхом вибору і розрахунку оптимальної віброізолюючої системи і використанням на основі розрахунку віброізоляторів, які б мали необхідні демпфуючі характеристики [42].

Відповідно до основних принципів віброізоляції верстатів [43], можна зробити висновок, що діапазони частот 3...40 Гц у вертикальній площині і 2,5 ...25 Гц для горизонтальної площини, вважаються так званим «білим шумом», адже вони фіксуються в багатьох випадках замірів віброакустичної активності в механічних цехах на різних підприємств.

Розраховуючи віброізоляцію верстату, також необхідно врахувати, що на нього також може здійснювати вплив і інше віброактивне обладнання (насоси, крани, компресори і т.д.), яке в процесі роботи генерує коливання з частотою, що відповідає обертанню приводних двигунів ( $f=12...45$  Гц).

Виходячи з умови використання одновісної схеми віброізоляції приймаємо, що:

$$f_z \leq (0,2 \dots 0,25) \times f \quad (3.1)$$

де,  $f_z$  – це частота власних коливань системи;

$f$  - частота коливань, згенерованих зовнішніми джерелами.

Для того, щоб зменшити показники віброактивності верстату в 5 разів, необхідне виконання наступної умови:

$$f_z \leq 5 \times f \quad (3.2)$$

Для ефективної віброізоляції потрібно підвищити показники здатності системи до демпфування коливань, оскільки в такому випадку забезпечиться зниження амплітуди можливих резонансних частот, зросте швидкість затухання перехідного процесу і не буде відбуватися погіршення характеристик віброізоляції в післярезонансній зоні, оскільки для демпфування характерний гістерезис, в більшості пружно- демпфуючих матеріалів.

Зазвичай прийнято верстати встановлювати на віброопори. Цей метод віброізоляції поширився завдяки наступним якостям:

- швидке встановлення верстату;
- підвищення точності і якості обробки деталей,
- зниження рівня шуму.

На Рисунку 3.4 варіанти віброопор, які є найбільш популярними :

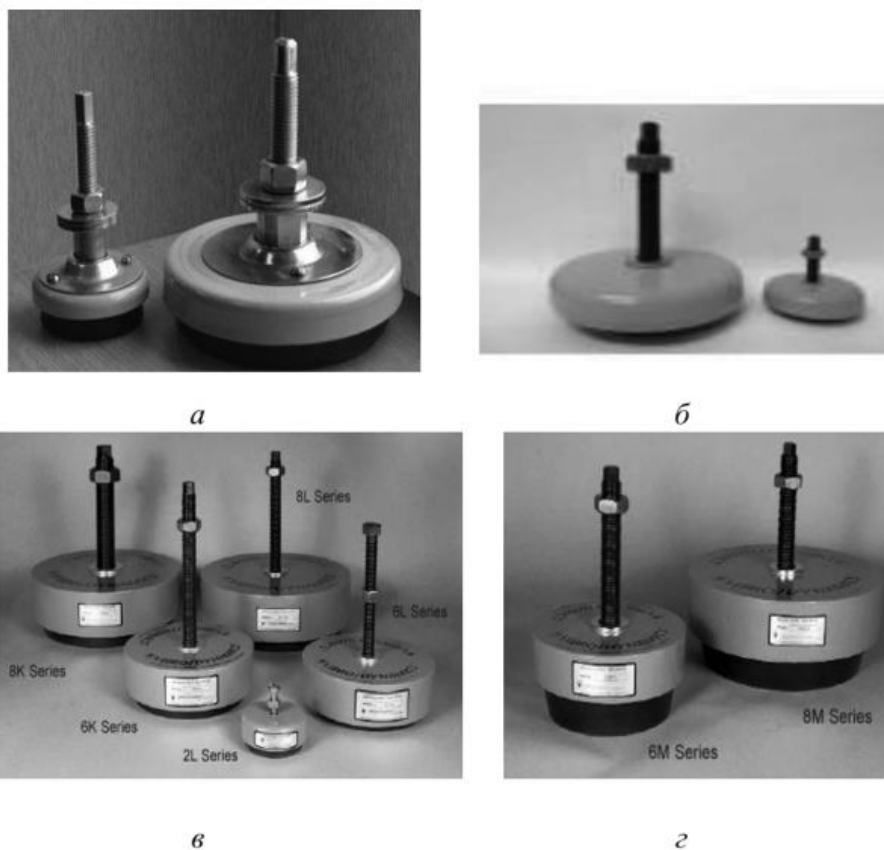


Рисунок 3.4 Віброізолюючі опори верстатів: а,б – з гумово-металевою підшоною; в – з підвищеною піддатливістю, пневматичні; г – для координатно-вимірювального обладнання та шліфувальних верстатів

Окрім монтажу верстату на віброопори, з метою віброізоляції, практикується установка верстату на жорсткозв'язаному із станиною фундаментному блокові.

Якщо, ж є необхідність забезпечення більш високої чистоти обробки, то використовуються фундаменти в поєднанні з пружинною віброізоляцією. Поширені варіанти відображено на Рисунку 3.5.

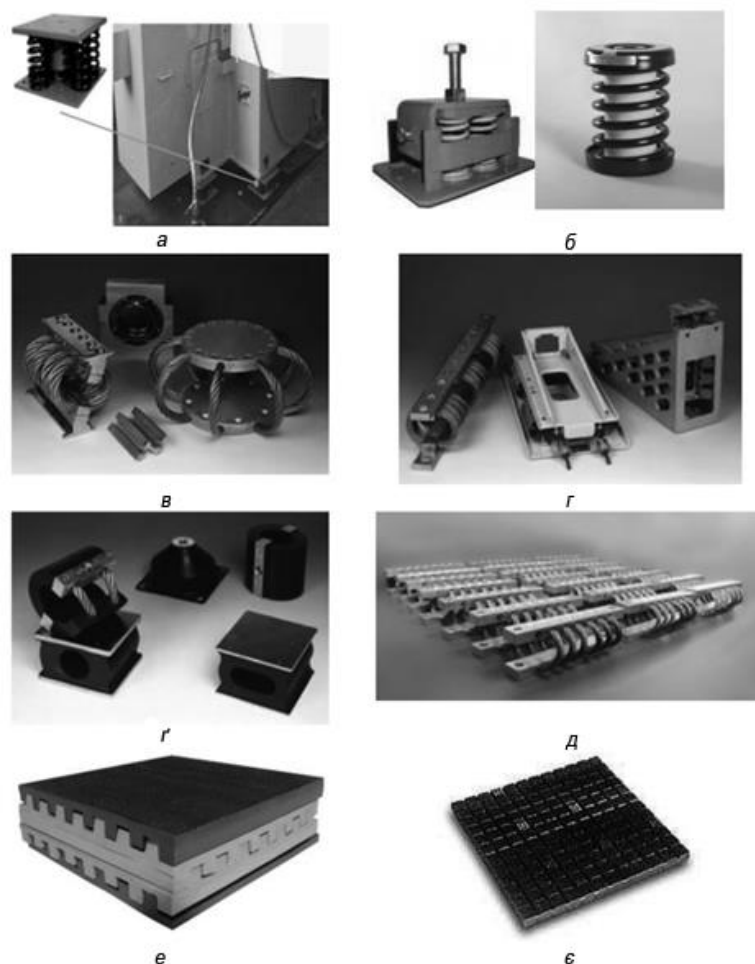


Рис. 3.5. Віброізоляція для сучасних верстатів: а, б – з використанням пружин спірального типу; в, г, ґ – тросові віброізолятори, спірально-тросові та тросово-гумові ізолятори; д, е, з – прокладки спірально-тросові, гумово-еластомірні та гумові віброкилимки.

Вібрації впливають не лише на якість оброблюваної поверхні деталей, а і на відповідність вимогам з охорони безпеки, тому треба постійно здійснювати контроль на предмет віброактивності верстату та виконувати роботи по заміні віброізоляторів.

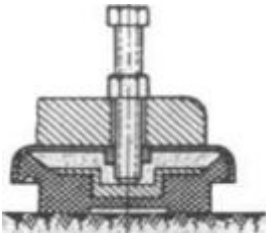
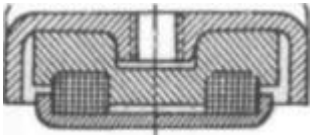
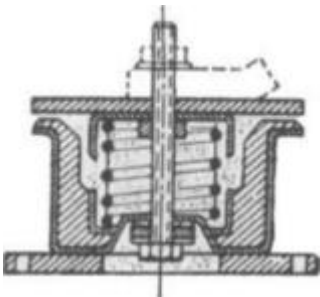
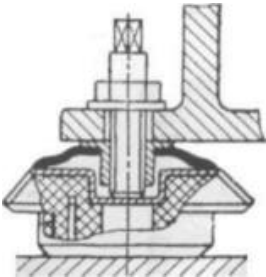
Віброізолятори поділяються на групи у відповідності до принципів їх дії та об'єкту застосування, тобто, у випадку ізоляції верстатів використовуються гумово-металеві віброопори та віброізолюючі килимки або віброізоляційний фундамент, при умові його жорсткого закріплення зі станиною верстату, але також є можливість проводити віброізоляційні роботи безпосередньо в елементах верстату в яких виникають вібрації (шпинделі, валах, оправки і т.д.).

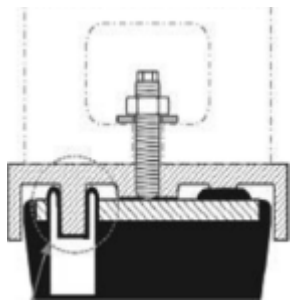


Типи віброізоляційних опор, які рекомендуються до використання з металорізальними верстатами, наведено в Таблиці 3.3 [50].

Таблиця 3.3

## Віброізолятори для металорізальних верстатів

№	Загальний вигляд	Тип опори	Призначення, переваги, недоліки
1		Гумово-металеві	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Простота конструкції,</li> <li>+ можливість регулювання верстату по висоті,</li> <li>- низька здатність до демпфування,</li> <li>- невисока надійність</li> </ul>
2		Пружно-сітчасті	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Простота виконання,</li> <li>- вузький діапазон частот, що ізолюються,</li> <li>- мала надійність</li> </ul>
3		Пружинні	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Простота конструкції,</li> <li>+ значний робочий ресурс,</li> <li>+ можливість роботи в агресивних середовищах,</li> <li>- віброзахист виключно в осьовому напрямку</li> </ul>
4		Гумово-металеві Моделі OB-31, OB-33	<ul style="list-style-type: none"> <li>- вузький діапазон демпфування коливань,</li> <li>- необхідність захисту від дії зовнішніх факторів,</li> </ul>

			+ віброзахист в осьовому і поздовжньому напрямку
5		Пневматичні Моделі 6М, 8М (виробник «VibroDynamics»)	- Складна конструкція, - вузький діапазон демпфування коливань, - невисока несуча здатність

Використання віброопори забезпечує такі частоти власних коливань верстату  $f_0$  в вертикальній площині:

- 1)  $f_0 \geq 25 \text{ Гц}$  – для килимків виготовлених із гуми, натурального корку, фетру, пластмас и т.д.;
- 2)  $25 \text{ Гц} \geq f_0 \geq 10 \text{ Гц}$  – характерні для гумових і гумово-металевих віброопор, у випадку коли гума працює тільки на стискання;
- 3)  $10 \text{ Гц} \geq f_0 \geq 5 \text{ Гц}$  – коли гума працює на зсув, опори представлені об'ємною металевою сіткою;
- 4)  $f_0 \leq 10 \text{ Гц}$  – характерні для спіральних чи тарільчастих сталевих пружин.

Частота власних коливань  $f_0$  визначається наступним виразом :

$$f_0 = 5 \sqrt[5]{\frac{k}{\Delta_{ст}}}, (\text{Гц})$$

де  $k$  – коеф. відношення жорсткості опори у випадку коливань до жорсткості при відповідних динамічних навантаженнях;

$\Delta_{ст}$  – статична деформація опори від маси верстату.

У випадку, коли опора не відповідає необхідним вимогам, досягається обернений ефект, тобто така опора призводить до підвищення вібрацій, якщо частота власних коливань опори і частота вимушених коливань будуть близькими. Тоді, щоб забезпечити віброізоляцію верстату від коливань основи, необхідно провести дослідження на предмет вимушених коливань.

Слід пам'ятати, що пружне встановлення верстату не тільки ізолює його від дії зовнішніх сил, але і підвищує рівень переміщень і коливань, від збурень всередині верстату. Чутливість верстату до зовнішніх або внутрішніх збурень залежить від типу установки.

Показником рівня віброізоляції служать частоти власних коливань, які в свою чергу залежать від жорсткості опор і інерційності всієї системи. Але при однакових частотах власних коливань, рівень частот, що генеруються від роботи механізмів верстату, буде меншим для того верстату, жорсткість опор і маса якого є більшою. Тоді, найефективнішим, але і найбільш затратним є варіант віброізоляції верстатів шляхом встановлення на фундамент з пружними елементами, а найдешевшим, але при цьому з достатнім рівнем віброізоляції – встановлення на віброізолюючі опори [51].

У випадку фрезерного верстату 6М12П доцільним є використання саме другого варіанту, оскільки витрати значної кількості матеріальних ресурсів на віброізолюючий фундамент є недоцільними і невиправданими. В якості віброопори обираємо модель ОВ-31.

Змоделюємо в середовищі Inventor віброопору типу ОВ-31. Та проведемо дослідження на предмет статичного аналізу.

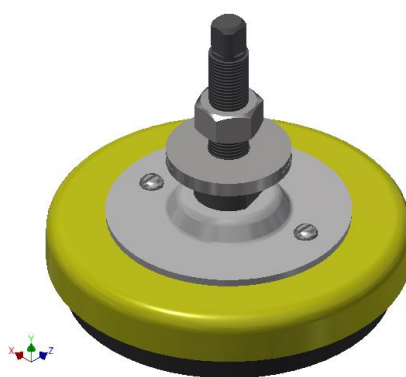


Рисунок 3.6 Віброопора ОВ-31

Маємо наступні результати статичного аналізу:

Напруження по Мізесу:

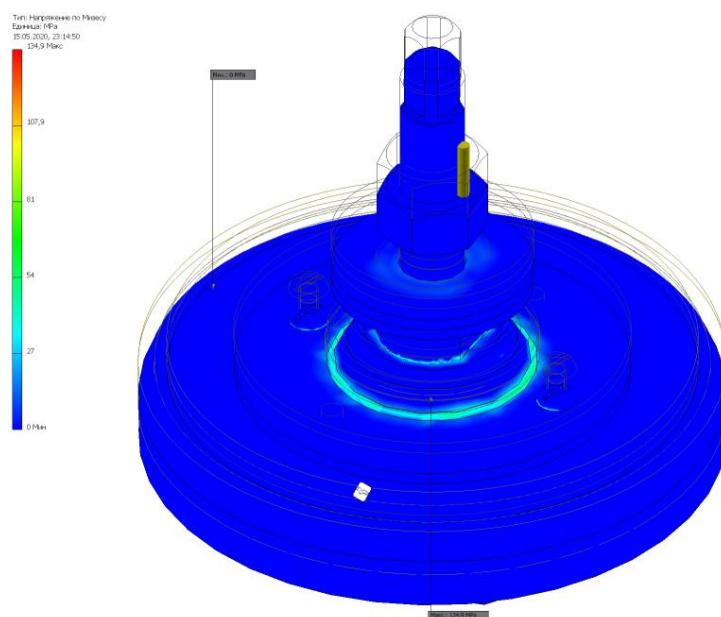


Рисунок 3.7. Напруження по Мізесу

Зміщення:

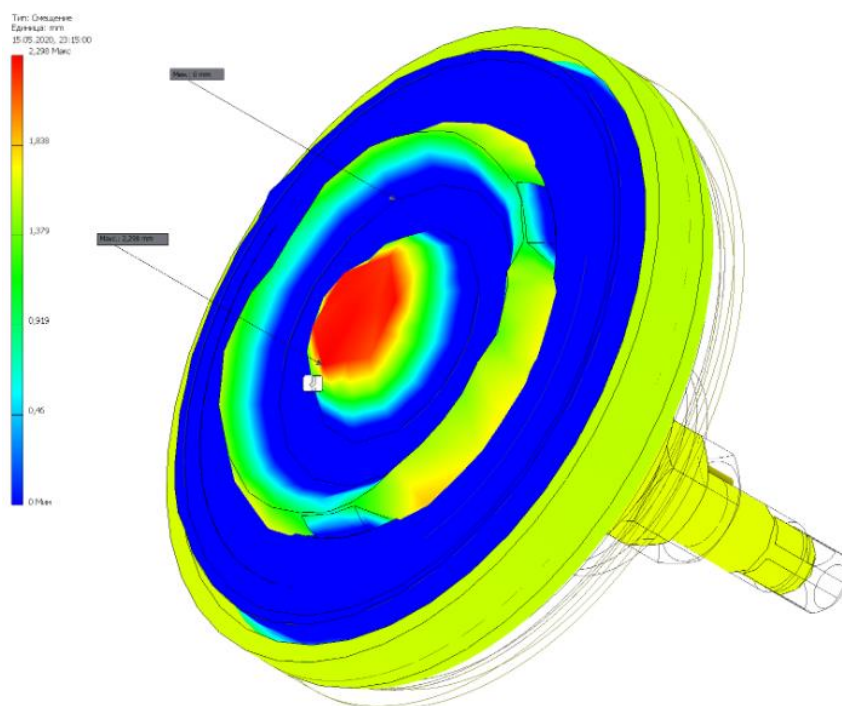


Рисунок 3.8 Зміщення

Коефіцієнт запасу міцності:

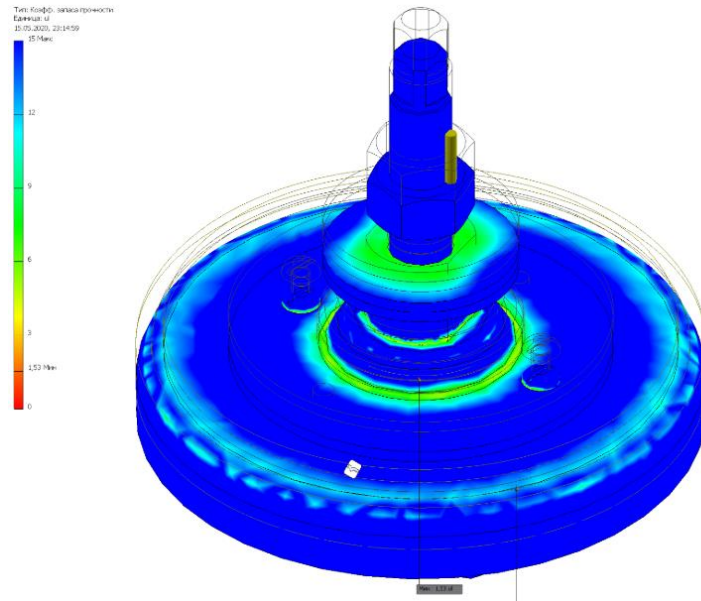


Рисунок 3.9. Коэффициент запаса прочности  $\min=1.53$

### 3.4.1 Розрахунок віброізоляторів

Розрахунок віброізоляторів для консольно-фрезерного верстату 6М12П, маса якого становить  $m=3000$  кг, а максимальне число обертів  $n=1440$  об/хв.

У відповідності до коефіцієнту передачі (КП), який розраховується за наступною формулою:

$$\text{КП} = \left[ \left( \frac{f}{f_0} \right) \times 3 - 1 \right]$$

при розрахунках необхідного віброізолятора має виконуватися умова :

$$\frac{f}{f_0} = 3 - 4$$

де,  $f$  – частота вимушених коливань в Гц;

$f_0$  – частота власних коливань системи верстату.

Частота вимушених збурень становитиме:

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1440}{60} = 24 \text{ Гц}$$

де  $n$  – номінальна частота обертання ротора електродвигуна

Тоді розраховуємо значення для  $f_0$ :

$$f_0 = \frac{f}{4} = \frac{24}{4} = 6 \text{ Гц}$$

Статичну усадку віброізолятора розраховується за такою формулою:

$$x_{\text{ст.}} = \frac{g}{(2\pi \times f_0)^2} = 0,0026 \text{ м}$$

Відповідно до даних, наведених в таблиці 3.4, обираємо матеріал віброізолятора

Таблиця 3.4

Модуль пружності і допустимого навантаження при стисканні

Марка гуми	Модуль пружності, Е	Допустиме напруження при стисканні, $[\sigma_{\text{ст.}}]$
2566	24,5	0,98
56	36	4,2
ИРП-1347	39,3	4,4
КР-407	41	2,94
112А	43	1,71
93	59,5	2,4

Товщину вібропрокладки в залежності від обраного матеріалу розраховують за наступною формулою:

$$h = x_{\text{ст.}} \times \frac{E}{\sigma_{\text{ст.}}} = 0,0026 \times \frac{39,3}{4,4} = 27,1 \text{ мм}$$

де  $E$  - модуль пружності, Н/м<sup>2</sup>;

$\sigma_{\text{ст.}}$  – допустиме навантаження при стисканні, Н/м<sup>2</sup>.

Тоді розрахункова товщина прокладки має задовольняти такій умові:

$$h \neq \frac{\lambda \times n}{2}$$

де  $\lambda$  – довжина хвилі, яку ізолюють;

$n$  – кількість таких прокладок.

Якщо,  $h = \frac{\lambda \times n}{2}$ , то є вірогідність, що в прокладці можуть виникнути резонансні частоти.

Тоді:

$$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{900}{24} = 41,2 \text{ м}$$

де,  $c$  – швидкість, з якою розповсюджуються поздовжні коливання в матеріалі (900 м/с)

Якщо виконання умови забезпечено, то в прокладці не можуть виникати резонансні коливання.

Загальну площу віброізоляційних гумових килимків розраховують за формулою:

$$S = \frac{P}{\sigma_{\text{ст}}} = \frac{30000}{4,4 \times 10^5} = 0,68 \text{ м}^2$$

де  $P$  – вага верстату, в Н.

Використовуючи вібродемпфуючі прокладки, з попередньо розрахованими характеристиками, можна досягнути пониження рівня вібрацій на:

$$\Delta L_v = 20 \log \frac{1}{\left[ \left( \frac{f}{f_0} \right)^2 - 1 \right]^{-1}} = 20 \log \left[ \left( \frac{24}{6} \right)^2 - 1 \right] = 23.518 \text{ дБ}$$

Через те, що матеріал втрачає з часом свої демпфуючі властивості, необхідно проводити їх заміну близько двох раз на рік.

### 3.4.2 Монтаж верстату на фундамент та його розрахунок

Одним із можливих шляхів зменшення вібраційної активності верстату є його встановлення на фундамент (Рисунок 3.6). Монтуючи верстат на фундамент необхідно точно встановити його в горизонтальній і вертикальній площинах, адже від цього залежить подальша точність верстату. Використання фундаменту, як опори, дозволяє розподілити тиск, з яким діє верстат на ґрунт, і підвищити при цьому його стійкість і жорсткість. Підвищення параметру жорсткості забезпечується за рахунок того, що знижується рівень загального центру мас, адже станина жорстко закріплюється фундаментними болтами. А підвищення показника стійкості відбувається завдяки тому, що фундамент оточується ґрунтом з усіх сторін.

Підвищення маси верстату знижують рівень вібрацій, адже знижується частота власних коливань системи. Подібний ефект досягається в результаті того, що ґрунт на якому розташовано фундамент разом з верстатом, природньо гасить вібрації і захищає розташований на фундаменті верстат від поштовхів і коливань інших верстатів.

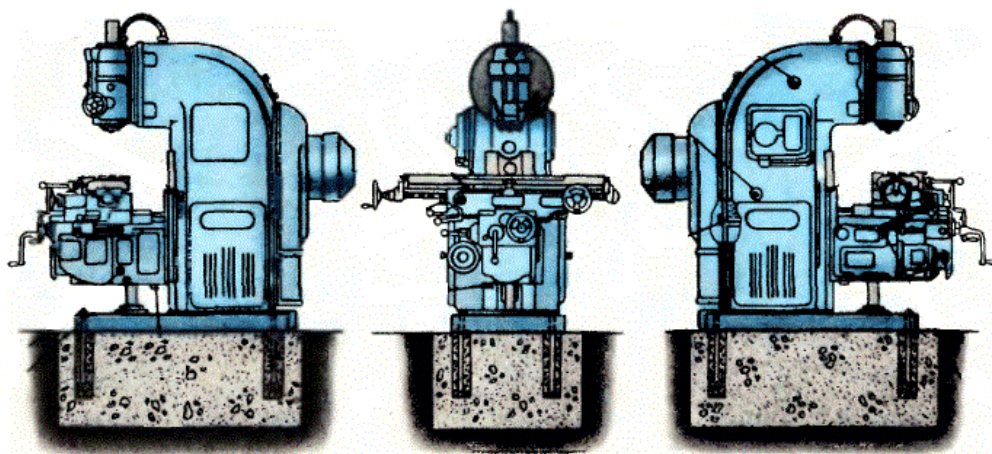


Рис. 3.10 Схема монтажу верстату на фундамент

### 3.4.3 Розрахунок фундаменту



Під час проектування фундаментів важливим є визначення параметрів їх геометричних розмірів. Розміри фундаменту підбираються відповідно до розмірів і форми підшви станини монтованого верстату, але при цьому максимально спрощуючи контур. В такому разі параметри довжини і ширини фундаменту/фундаментної плити стають відомими, а його висота розраховується в залежності від конкретної групи верстату та його маси. Орієнтовна висота фундаменту розраховується [52]:

Для верстатів токарної групи, поздовжньо-стругальних, поздовжньо-фрезерних і горизонтально-протяжних –  $h = 0,3\sqrt{L}$  м;

Для шліфувальних верстатів –  $h = 0,4\sqrt{L}$  м;

Для зубонарізних, фрезерних –  $h = 0,6\sqrt{L}$  ,м

Для розточних та радіально-свердлильних верстатів –  $h = 0,6 - 1,0$  ,м

Для поперечно-стругальних і зубодовбальних верстатів –  $h$  від 0,8 до 1,4 ,м

Де  $L$  – довжина станини в метрах.

Розрахуємо висоту фундаменту. Вона дорівнюватиме:

$$h = 0,6\sqrt{L} = 0,6\sqrt{2,795} = 0,5 \text{ м.}$$

Паралельно проводимо розрахунок висоти фундаменту, де основним фактором буде згин. Приймаємо, що навантаження, створене самою станиною, прикладається до центру фундаменту.

Розрахуємо напруження згину в фундаменті:

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} \leq R_z \text{ т/м}^2$$

де,  $M$  -згинальний момент і він рівний  $M = 0,15qBL$ , в т×м;

$W$  – момент супротиву, що виникає в площині поперечного перерізу, в м<sup>3</sup>,  $W = \frac{B \times h^2}{6}$ ;

$q$  – навантаження, що прикладається на одиницю лінійної ширини плити, в т/м

$$, q = \frac{G_{\text{вер}}}{B}$$

$G_{\text{вер.}}$  – маса фрезерного верстату, в т;

$L, B, h$  – геометричні параметри фундаментної плити, в м (беруться з розрахунків вище);

$R_z$  – допустиме напруження згину для матеріалу, з якого виготовлено фундамент, в нашому випадку дорівнює  $24 \text{ т/м}^2$ .

Підставивши всі розраховані значення в формулу отримуємо:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M}{W} = \frac{0,15 \times \frac{G_{\text{вер.}}}{B} \times B \times L}{\frac{Bh^2}{6}} = \frac{0,15 \times 3 \times 2,795}{\frac{1,7 \times 2^2}{6}} = 11,3 \text{ т/м}^2$$

$$\sigma_{\text{зг}} = 11,3 \leq 24$$

Оскільки дана умова виконується, то відповідно до даних, приведених в Таблиці 3.5 обирається висота фундаменту.

Таблиця 3.5

Рекомендовані висоти фундаментів

Матеріал фундаменту	$h$ , см
Бетон та залізобетон	45
Бутова кладка	65
Цегляна кладка	38
Армована цегляна кладка	45
Бутон–бетон	60

Приймаємо, що матеріал для виготовлення основи фундаменту - бетон або залізобетон.

Наступним етапом в проведенні розрахунків фундаменту, є його розрахунок на предмет питомого тиску на ґрунт за наступною формулою:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{G}{F_{\phi}} \leq R_d \text{ кг/см}^2$$

де  $G$  – сумарна маса, що включає масу фундаменту, змонтованого верстату і найтяжчої можливої оброблювальної деталі, в кГс,

$F_{\phi}$  – контактна площа фундаменту і ґрунту, см<sup>2</sup>;

$R_d$  – допустиме значення тиску, що діє на ґрунт, кг/см<sup>2</sup>;

Геометричні параметри фундаменту відомі, тому визначаємо його об'єм, що в подальшому дозволить розрахувати приблизну масу самого фундаменту,. Для розрахунків приймаємо, що питома маса бетону - 1500 кг/м<sup>3</sup>. Тоді:

$$\sigma_{зг} = \frac{G}{F_{\phi}} = \frac{6357,86}{45900} = 0,138 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_{зг} = 0,138 \leq R_d$$

Значення  $R_d$  характерне для деяких видів ґрунтів в Таблиці 3.6 .

Таблиця 3.6

Ґрунт	Сухий ґрунт (при нормальній вологості)	Вологість - висока
	$R_d$ , кг/см <sup>2</sup>	$R_d$ , кг/см <sup>2</sup>
Чорноземи	1,0	0,5
Глинисті ґрунти з середньою щільністю чи суглинки	2,5	2,0
Глина та суглинок	3,0	2,8
Пісок (нешільний, розрихлений)	2,0	1,5
Пісок, що щільно злежався	2,5	2,0
Галька	5,0	4,0
Піщаники, вапняки з середньою твердістю	12–13	12–13

Отже запропонований варіант фундаменту повністю відповідає основним вимогам щодо питомого тиску на ґрунт та допустимим навантаженням на згин, а отже відповідно до цього, є допустимим для встановлення на нього верстату.

## 2.5 Висновки до розділу

В даному розділі було запропоновано і обґрунтовано найбільш варіанти та заходи для зменшення рівня вібраційної активності досліджуваного металорізального верстату 6М12П. Досягти поставленої задачі по зменшенню коливань системи верстата можна завдяки встановленню його на віброізолятори (було проведено статичний аналіз віброопори в середовищі Inventor) або на фундамент. Одночасне використання цих двох методів – неможливе. Причиною служать особливості закріплення верстату, але для певних груп верстатів, можливим є використання фундаменту, який встановлюється на вібродемпфуючі елементи, при цьому сам верстат буде жорстко з'єднано з фундаментом. Було проведено аналіз щодо доцільності та рентабельності того чи іншого варіанту віброізоляції.

## ВИСНОВКИ

1. В результаті проведення аналізу літературних джерел було виявлено, що проблема діагностування поточного стану металорізальних верстатів є досить актуальною. Спираючись на інформацію, щодо методів та принципів діагностики стану верстатів і ймовірних виникаючих дефектів елементів приводу, які можуть спричинити виведення верстату із стану нормального функціонування, було прийнято рішення щодо проведення теоретичних і експериментального дослідження віброакустичної активності обраного верстату.

2. За результатами проведеного аналізу конструкції верстату і його кінематики було виявлено, що можливими джерелами вимушених коливань в приводі головного руху є: електропривід, коробка переключення швидкостей та власне шпиндельний вузол.

3. Було проведено теоретичні розрахунки частот і експериментальне дослідження вібраційної активності верстату 6М12П, проведено аналіз отриманої інформації, задля виявлення можливих джерел коливань. Дана методика доволі проста, але при цьому доволі дієва, тому можливим є її подальше удосконалення та використання для проведення більш тонкої та глибокої перевірки віброактивності верстатів.

4. Проаналізовано спектрограму в програмі аналізаторі і проведено порівняння отриманих даних з теоретичними розрахунками, було встановлено найбільш ймовірні джерела вимушених коливань, а також виявлено, що найчастіше пікові значення коливань спостерігаються в діапазоні частот 20...250 Гц.

5. В результаті було виявлено основні джерела вібрацій – зубчасті передачі на валу IV, підшипникові опори на валу IV та на шпинделі.

6. Запропоновано шляхи зменшення віброактивності елементів верстату та всієї системи вцілому:

- заміна матеріалу зубчастих коліс зі сталі, на волокнисті полімерні композитні матеріали (ВПКМ), які не тільки зберігають механічні параметри системи, а і мають кращі динамічні характеристики;

- для сталевих зубчастих коліс рекомендовано провести заходи з підвищення їх точності.

- заміна сталевих підшипників на гібридні або керамічні, що характеризуються меншою вибагливістю під час експлуатації та більшою стійкістю до зношування.

- віброізоляція верстату, шляхом встановлення його на віброопори або віброізоляційні килимки, а також у разі необхідності, монтаж верстату на фундамент.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ДСТУ 2389-94 Технічне діагностування та контроль технічного стану.
2. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення.
3. ГОСТ 8-82 Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность.
4. ДСТУ 3004-95. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними.
5. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: Учеб. пособие / Под ред. В.Н. Костюкова. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 108 с.
6. Балицкий Ф.Я., Генкин М.Д., Иванова М.А., Соколова А.Г., Хомяков Е.И. Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций / Международный центр научной и технической информации, Институт машиноведения им А.А. Благонравова АН СССР – М.: 1990. (Научно-технический прогресс в машиностроении. Вып. 25) – 115 с.
7. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. - М.: Машиностроение, 2000. - 344 с.
8. Герике В.Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов: В 2-х частях. – Кемерово: КузГТУ, 1999. - Ч.1 – 188 с.; Ч.2 – 230 с.
9. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. Совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981 – Т. 5. Измерения и испытания. –Под ред. М.Д. Генкина, 1981. – 496 с.
10. Диагностика технологической системы «станок–приспособление–инструмент–деталь»: учебное пособие / сост.: А.Н.Гаврилин, Б.Б.Мойзес; Томский политехнический университет.–Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. – 144 с.
11. Вибрации в технике: справочник. В 6 томах. Том 2./ под ред. И.И.Блехмана. – Москва: Машиностроение, 1979. –350 с.

12. СНиП 2.02.05-87. Фундаменты машин с динамическими нагрузками.
13. Инструмент для высокопроизводительного и экологически чистого резания / В.Н. Андреев, Г.В. Боровский, В.Г. Боровский и др. –Москва: Машиностроение, 2010. –479 с.
14. Болдин Л.А. Металлорежущие станки (вопросы эксплуатации) / Л.А.Болдин.–Москва: Машгиз, 1957. –260 с.
15. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский. –Киев : Техника, 1975. –168 с.
16. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И.Г.Жарков. –Москва : Машиностроение, 1986. –180 с.
17. Завгородский В.И. Управление виброустойчивостью технологической системы / В.И. Завгородский, А.Р. Маслов // ИТО. –№ 10. –2009. –С.22–25.
18. Козочкин М.П., Сабиров Ф.С. Роль виброакустической диагностики в исследовании и отладке шпиндельных узлов // ИТО. –№1. –2009. –С. 21–23.
19. Махаринский Е.И. Основы технологии машиностроения: учебник / Е.И. Махаринский, В.А. Горохов. –Минск : Высшая школа, 1997. –423 с.
20. Синопальников В.А. Надежность и диагностика технологических систем / В.А. Синопальников, С.Н. Григорьев. –Москва : Высшая школа, 2005.–343 с.
21. Юркевич В.В. Надежность и диагностика технологических систем / В.В. Юркевич, А.Г. Схиртладзе. –Москва : Академия, 2011. –304 с.
22. Ребров М. Л. Підготовка до діагностування верстата / М. Л. Ребров, О. В. Даниленко // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених та студентів „Інновації молоді в машинобудуванні“. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020.
23. Гаврилин А.Н. Метод снижения уровня вибраций при механической обработке / А.Н. Гаврилин // Контроль. Диагностика. –№ 11. –2013. –С. 23–26.
24. Ивович В.А. Защита от вибраций в машиностроении/В.А.Ивович, В.Я. Онищенко. –Москва : Машиностроение, 1990. –272с.
25. Андреев В.Н., Гадулян А.Г. Влияние колебаний концевых фрез из быстрорежущей стали на стойкость / В.Н. Андреев, А.Г. Гадулян // Станки и



инструмент. –№ 3. –1974.

26. Андреев В.Н. Совершенствование режущего инструмента / В.Н. Андреев. –Москва: Машиностроение, 1993. –238 с.

27. Токарно-винторезный станок модель 1К62. Руководство по уходу и обслуживанию. – М.: ЦБТИ. 1955. – 78 с.

28. Исследование виброустойчивости при поперечной обработке и разработка устройств для отрезки прутка фрезами на МТА: Отчет о НИР (заключительный) / Киев. политехн.ин-т (КПИ); Руководитель И.Г. Федоренко.- № ГР 01840032739; Инв.№ 0287.0072711. – Киев, 1987. – 98 с.

29. ГОСТ 31327-2006. Шум машин. Метод сравнения данных по шуму машин и оборудования. (ISO 11689:1996) Межгосударственный стандарт. – М.: Стандартиформ, 2006. – 20 с.

30. Исследование виброакустических характеристик токарно-винторезных станков // В.Б. Струтинский, А.В. Шевченко, А.В. Даниленко, Джаалук Али / Вестник НТУУ "КПИ". Машиностроение. – К.: 1999 – вып.34, с. 112-121

31. Оптимізація вузлів і деталей верстатів та машин за допомогою модуля "Анализ напряжений" Autodesk Inventor: навч. посіб. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, К.М. Рудаков. – К.: НТУУ "КПИ", 2016. – 176 с.

32. Функціональне проектування верстатів, роботів та машин в Autodesk Inventor. Частина II: навч. посіб. для студ. спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" спеціалізації "Технології комп'ютерного конструювання верстатів, роботів і машин" /В.М. Гейчук; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові данні (1 файл: X,XXМбайт). - Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 75 с.

33. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] /В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПИ", 2015. – 167 с.

34. SIMOTION, SINAMICS S120 & SIMOTICS. Equipment for Production Mashines. Motion Control. Catalog PM21 – 2013.

35. Курсовое проектирование металлорежущих станков. Часть 1. Учебное пособие. Смольников Н.Я., Подлеснов В.Н., Чурбаков В.Ф. и др./ Волгоград гос. техн.

ун-т, Волгоград, 1994, 161 с.

36. Металлорежущие станки: Учеб. Для машиностроительных вузов / Под редакцией В.Э. Пуша – М.: Машиностроение, 1985. – 575с.

37. Косарев О. И. Способы снижения возбуждения и вибраций в прямозубом зацеплении. / О. И. Косарев // Вестник машиностроения. – 2001. – №4. С. 8–14.

38. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. – М.: Машгис, 1957. – 263 с.

39. Осадчий И. О. Интегрированная технология изготовления зубчатых колес из волокнистых полимерных композиционных материалов / И. О. Осадчий, Д. В. Криворучко, И. С. Родин // Журнал инженерных наук. - 2014. - Т. 1, № 2. - С. А19-А24

40. Любин Д. М. Справочник по композиционным материалам : в 2 т. / Д. М. Любин. – М. 0: Машиностроение, 1988. –Т. 2. – 584 с.

41. Рудницкий В. Н. Влияние геометрических параметров зубчатых колес на шум в зубчатых передачах / В. Н. Рудницкий. Сб. ст. Вклад ученых и специалистов в национальную экономику/ БГИТА – Брянск, 2001. – с .125–128.

42. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков, [в 2 т.]/ [Д.Н. Решетов, В.В. Калинская, А.С. Лапидус и др.]; под ред. Д.Н. Решетова.- М.: Машиностроение, 1972. - Т.2. - 520 с.

43. Каминская В.В. Расчётный анализ динамических характеристик станков разных компоновок / В.В. Каминская, А.В. Еремин // Станки и инструмент, 1985. - №7, - С. 3-6.

44. Проников А.С. Металлорежущие станки и автоматы / А.С. Проников- М.: Машиностроение, 1976. - 167 с.

45. Проников А.С. Точность и надежность станков с числовым программным управлением / А.С. Проников. - М.: Машиностроение, 1982. - 246 с.

46. Вейц В.Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / В.Л. Вейц, М.З. Коловский, А.Е. Качура.- М.: Наука, 1984. - 352 с.

47. Вибрации в технике / [Асташев В.К., Бабицкий В.И., Быховский И.И. и др.]; под ред. К.Ф. Фролова.- Справочник в 6 томах.- М.: Машиностроение- 1981 - 454 с.

48. ГОСТ 12.4.093-80 Вибрация. Машины стационарные. Расчёт виброизоляции поддерживающей конструкции. - М.: Изд-во стандартов, 1981 - 40 с.

49. Прилуцкий В.А. Технологические методы снижения волнистости поверхностей / В.А. Прилуцкий. - М.: Машиностроение, 1998.- 136 с.

50. Зебров В.В. Анализ конструкций виброизолирующих опор металлорежущих станков / В.В. Зебров, Т.С. Балакина, Е.А. Владецкая // Прогрессивные направления развития машиноприборостроительных отраслей и транспорта: материалы междунар. научн.-техн. конф. студ., асп. и мол. учёных, г. Севастополь, 12-16 мая 2008г.- г. Севастополь: Изд-во Сев НТУ, 2008.- С. 124-125.

51. Фундаменты и виброизолирующие опоры станков. Динамические расчеты установки станков на фундаментах и виброизолирующих опорах по заданным относительным перемещениям инструмента и изделия. Руководящие материалы. - М.: ЭНИМС, 1965. - 584 с.

52. Байцур А.И., Молчанов Л.Г. Проектирование фундаментов под оборудование промышленных предприятий. Киев, 2010. - 172 с.

# Додатки

## Додаток А

Таблиця 1

## Основні характеристики фрезерного верстату 6М12П

Характеристика	6М12П
Найбільша маса оброблюваної деталі, кг	250
Потужність приводу головного руху, кВт	7,5
Частота обертання шпинделя	31,5...1600
Кількість швидкостей шпинделя	18
Габарити верстата (довжина ширина висота), мм	2395 x 1745 x 2000
Маса верстата, кг	3000

Таблиця 2

## Результати розрахунків можливих частот вібрацій елементів приводу

	Теоретичні частоти коливань, Гц	Причина коливань
Електродвигун	<b>24*</b>	Незрівноваженість ротору електродвигуна
Вал І	<b>24</b>	Незрівноваженість деталей на валу І і самого валу
Підшипники на валу І	<b>12</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 212
	<b>120</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 212
	<b>758.88</b> <b>1707</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 212 (зовнішня доріжка)
	<b>393.12</b> <b>884.52</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 212 (внутрішня доріжка)
	<b>19720</b> <b>44370</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212 (зовнішня доріжка)

	<b>15970 35930</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212 (внутрішня доріжка)
	<b>12</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 307
	<b>84</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 307
	<b>758.912 1708</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307 (зовнішня доріжка)
	<b>393.088 884.448</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307 (внутрішня доріжка)
	<b>13800</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 307 (зовнішня доріжка)
	<b>11170</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 307 (внутрішня доріжка)
Вал II	<b>12.226</b>	Незрівноваженість деталей на валу II і самого валу
	<b>648</b>	Перезачеплення зубів зубчастих коліс z1 і z2 (ПЗЗ)
Підшипники на валу II	<b>6.113</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 407
	<b>36.679</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 407
	<b>218.042 490.596</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 407 (зовнішня доріжка)
	<b>80.928 182.088</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 407 (внутрішня доріжка)
	<b>2290 5153</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 407 (зовнішня доріжка)
	<b>1422 3199</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 407 (внутрішня доріжка)
	<b>6.113</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 307
	<b>42.792</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 307

	<b>196.955</b> <b>443.149</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307 (зовнішня доріжка)
	<b>102.015</b> <b>229.535</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307 (внутрішня доріжка)
	<b>3582</b> <b>8059</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 307 (зовнішня доріжка)
	<b>2900</b> <b>6525</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 307 (внутрішня доріжка)
Вал III	5.148	Незрівноваженість деталей на валу III і самого валу
	6.637	
	<b>8,406</b>	
	195.623	ПЗЗ z5 і z13
	232.302	ПЗЗ z3 і z6
	<b>268,981</b>	ПЗЗ z4 і z12
Підшипники на валу III	<b>4.203</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 308
	<b>33.623</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 308
	<b>91.966</b> <b>206.924</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 308 (зовнішня доріжка)
	<b>49.344</b> <b>111.024</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 308 (внутрішня доріжка)
	<b>2022</b> <b>4550</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 308 (зовнішня доріжка)
	<b>1673</b> <b>3765</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 308 (внутрішня доріжка)
	<b>4.203</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 309
	<b>33.623</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 309
	<b>93.087</b> <b>209.447</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 309 (зовнішня доріжка)
	<b>48.223</b> <b>108.501</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 309 (внутрішня доріжка)

	<b>1935 4354</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309 (зовнішня доріжка)
	<b>1567 3526</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309 (внутрішня доріжка)
	<b>4.203</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 210
	<b>42.028</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 210
	<b>93.088 209.448</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 210 (зовнішня доріжка)
	<b>48.222 108.5</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 210 (внутрішня доріжка)
	<b>2419 5443</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 210 (зовнішня доріжка)
	<b>1959 4407</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 210 (внутрішня доріжка)
Вал IV	1.903	Незрівноваженість деталей на валу IV і самого валу
	2.453	
	<b>3.106</b>	
	3.757	
	4.843	
	6.134	
	7.524	
	9.701	
	12.285	
	87.515	ПЗЗ z8 і z10
	112.832	ПЗЗ z8 і z10
	<b>142,896</b>	ПЗЗ z8 і z10
	138.995	ПЗЗ z7 і z9
	179.204	ПЗЗ z7 і z9
	226.953	ПЗЗ z7 і z9
	195.623	ПЗЗ z13 і z11
	252.213	ПЗЗ z13 і z11
	319.415	ПЗЗ z13 і z11
Підшипники на валу IV	<b>1.553</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 309
	<b>20.192</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 309



<b>12.714</b> <b>28.606</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 309 (зовнішня доріжка)
<b>6.586</b> <b>14.819</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 309 (внутрішня доріжка)
<b>429.49</b> <b>966.353</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309 (зовнішня доріжка)
<b>347.77</b> <b>782.483</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309(внутрішня доріжка)
<b>1.553</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 311
<b>12.426</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 311
<b>12.714</b> <b>28.606</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 311 (зовнішня доріжка)
<b>6.586</b> <b>14.819</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 311 (внутрішня доріжка)
<b>264.296</b> <b>594.667</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 311 (зовнішня доріжка)
<b>214.006</b> <b>481.513</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 311 (внутрішня доріжка)
<b>1.553</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 212
<b>15.532</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 212
<b>12.714</b> <b>28.606</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 212 (зовнішня доріжка)
<b>6.586</b> <b>14.819</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 212 (внутрішня доріжка)
<b>330.377</b> <b>743.348</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212 (зовнішня доріжка)
<b>267.516</b> <b>601.91</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212 (внутрішня доріжка)

Вал V	0.524	Незрівноваженість деталей на валу V і самого валу
	0.675	
	0.855	
	1.034	
	1.334	
	1.689	
	2.072	
	2.671	
	3.383	
	4.105	
	5.293	
	<b>6.703</b>	
	8.106	
	10.451	
	13.236	
	16.236	
	20.933	
	26.51	
	36.148	ПЗЗ z15 і z17
	46.605	ПЗЗ z15 і z17
	59.022	ПЗЗ z15 і z17
	71.376	ПЗЗ z15 і z17
	92.024	ПЗЗ z15 і z17
	116.543	ПЗЗ z15 і z17
	142.955	ПЗЗ z15 і z17
	184.31	ПЗЗ z15 і z17
	233.419	ПЗЗ z15 і z17
	156.006	ПЗЗ z14 і z16
	201.136	ПЗЗ z14 і z16
	<b>254.728</b>	ПЗЗ z14 і z16
	308.043	ПЗЗ z14 і z16
	397.156	ПЗЗ z14 і z16
	502.977	ПЗЗ z14 і z16
	616.964	ПЗЗ z14 і z16
	795.443	ПЗЗ z14 і z16
	1007	ПЗЗ z14 і z16
Підшипники на валу V	<b>3.352</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 46212
	<b>43.572</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 46212
	<b>59.202</b> <b>133.205</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46212 (зовнішня доріжка)

	<b>30.668</b> <b>69.004</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46212 (внутрішня доріжка)
	<b>2000</b> <b>4500</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46212 (зовнішня доріжка)
	<b>1619</b> <b>3644</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46212 (внутрішня доріжка)
	<b>3.352</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 312
	<b>26.813</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 312
	<b>59.202</b> <b>133.205</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 312 (зовнішня доріжка)
	<b>30.668</b> <b>69.004</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 312 (внутрішня доріжка)
	<b>1231</b> <b>2769</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 312 (зовнішня доріжка)
	<b>996.551</b> <b>2242</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 312 (внутрішня доріжка)
Вал VI	0.524	Незрівноваженість деталей на валу VI і самого валу
	0.675	
	0.855	
	1.034	
	1.334	
	1.689	
	2.072	
	2.671	
	3.383	
	4.105	
	5.293	
	<b>6.703</b>	
	8.106	
	10.451	
	13.236	
	16.236	
	20.933	
	26.51	

	15.192	ПЗЗ z19 і z18
	19.587	ПЗЗ z19 і z18
	24.806	ПЗЗ z19 і z18
	29.999	ПЗЗ z19 і z18
	38.677	ПЗЗ z19 і z18
	48.982	ПЗЗ z19 і z18
	60.083	ПЗЗ z19 і z18
	77.464	ПЗЗ z19 і z18
	98.104	ПЗЗ z19 і z18
	119.057	ПЗЗ z19 і z18
	153.498	ПЗЗ z19 і z18
	<b>194.398</b>	ПЗЗ z19 і z18
	235.085	ПЗЗ z19 і z18
	303.092	ПЗЗ z19 і z18
	383.851	ПЗЗ z19 і z18
	470.841	ПЗЗ z19 і z18
	607.048	ПЗЗ z19 і z18
	768.795	ПЗЗ z19 і z18
Підшипники на валу VI	<b>3.352</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 311
	<b>26.813</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 311
	<b>59.202</b> <b>133.205</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 311 (зовнішня доріжка)
	<b>30.668</b> <b>69.003</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 311 (внутрішня доріжка)
	<b>1231</b> <b>2769</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 311 (зовнішня доріжка)
	<b>996.52</b> <b>2242</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 311 (внутрішня доріжка)
	<b>3.352</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 46212
	<b>43.572</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 46212
	<b>59.202</b> <b>133.205</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46212 (зовнішня доріжка)
	<b>30.668</b> <b>69.004</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок

		підшипника 46212 (внутрішня доріжка)
	<b>2000</b> <b>4500</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46212 (зовнішня доріжка)
	<b>1619</b> <b>3644</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46212 (внутрішня доріжка)
Вал VII	0.524	Незрівноваженість деталей на валу VII і самого валу
	0.675	
	0.855	
	1.034	
	1.334	
	1.689	
	2.072	
	2.671	
	3.383	
	4.105	
	5.293	
	<b>6.703</b>	
	8.106	
	10.451	
	13.236	
	16.236	
	20.933	
	26.51	
	28.289	П33 z20 і z21
	36.473	П33 z20 і z21
	46.191	П33 z20 і z21
	55.859	П33 z20 і z21
	72.019	П33 z20 і z21
	91.208	П33 z20 і z21
	111.878	П33 z20 і z21
	144.242	П33 z20 і z21
	182.676	П33 z20 і z21
	221.692	П33 z20 і z21
	285.825	П33 z20 і z21
	<b>361.982</b>	П33 z20 і z21
	437.745	П33 z20 і z21
	564.379	П33 z20 і z21
	714.756	П33 z20 і z21
	876.738	П33 z20 і z21
	1130	П33 z20 і z21
	1432	П33 z20 і z21

Підшипники на валу VII	<b>3.352</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 46120
	<b>73.737</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 46120
	<b>58.489</b> <b>131.599</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46120 (зовнішня доріжка)
	<b>31.382</b> <b>70.609</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46120 (внутрішня доріжка)
	<b>3537</b> <b>7957</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46120 (зовнішня доріжка)
	<b>2926</b> <b>6584</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46120 (внутрішня доріжка)
	<b>3.352</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 46117
	<b>70.385</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 46117
	<b>58.41</b> <b>131.422</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46117 (зовнішня доріжка)
	<b>31.461</b> <b>70.786</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 46117 (внутрішня доріжка)
	<b>3393</b> <b>7634</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46117 (зовнішня доріжка)
	<b>2814</b> <b>6331</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 46117 (внутрішня доріжка)
	<b>3.352</b>	Вібрації, викликані відхиленням форми підшипника 3182118
	<b>180.991</b>	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 3182118
	<b>49.233</b> <b>110.775</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 3182118 (зовнішня доріжка)

	<b>40.637</b> <b>91.433</b>	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 3182118 (внутрішня доріжка)
	<b>25590</b> <b>57580</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» тіл кочення в підшипнику 3182118 (зовнішня доріжка)
	<b>25120</b> <b>56530</b>	Частота коливань, викликаних «гранністю» тіл кочення в підшипнику 3182118 (внутрішня доріжка)

\*жирним шрифтом виділено частоти, що відносяться до 12-го варіанту переключення коробки швидкостей

УДК 621.9.06.004(075.8)

М. Л. Ребров

О. В. Даниленко

Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського“

### **Підготовка до діагностування верстата**

Діагностика обладнання, особливо в умовах невеликих підприємств, набуває все більшої ваги через можливість своєчасно визначити момент досягнення критичного стану його складовими і своєчасно здійснити ремонт. Одним з найбільш доступних і інформативних способів діагностики є діагностика за віброакустичною активністю верстата [1, 2].

Застосування цього способу діагностування потребує здійснення запису віброакустичної емісії досліджуваного об'єкта з наступним аналізом одержаних з цих записів спектрограм. Але аналіз одержаних результатів вимагає здійснення деяких підготовчих дій, а саме – виконання розрахунку частот, що можуть генеруватись складовими (деталлями) кінематичних ланцюгів приводів під час їх роботи. Більшість залежностей для таких розрахунків очевидна: так, наприклад, дисбаланс деталей (складальних одиниць) викликає коливання з частотою, що дорівнює частоті обертання обраних складових з заміною традиційної для верстатів розмірності „об/хв“ на „об/с“, тобто Гц. Аналогічно здійснюються і розрахунки для інших складових. Формули, потрібні для виконання цих розрахунків, зібрані в [1].

Надалі стає можливим визначити за спектрограмами частоти, що відповідають розрахунковим, а за перевищенням енергії конкретної спектральної складової над „середнім“ рівнем – робити висновок стосовно стану конкретної деталі. Слід відзначити, що діагностування стану верстата належить виконувати в режимі холостого ходу через те, що процес різання генерує коливання різних частот і це буде маскувати частоти від механізмів верстата.

#### **Список літератури**

1. Исследование виброакустических характеристик токарно-винторезных станков // В.Б. Струтинский, А.В. Шевченко, А.В. Даниленко, Али Джаалук. Вестник НТУУ "КПИ". Машиностроение. Сб.научн.-техн. статей. К.: 1999 – вып.34. С. 112-121
2. Дідковський В.С., Маркелов П.О. Шум і вібрація: Підручник. – К.: Вища шк., 1995. – 263 с.



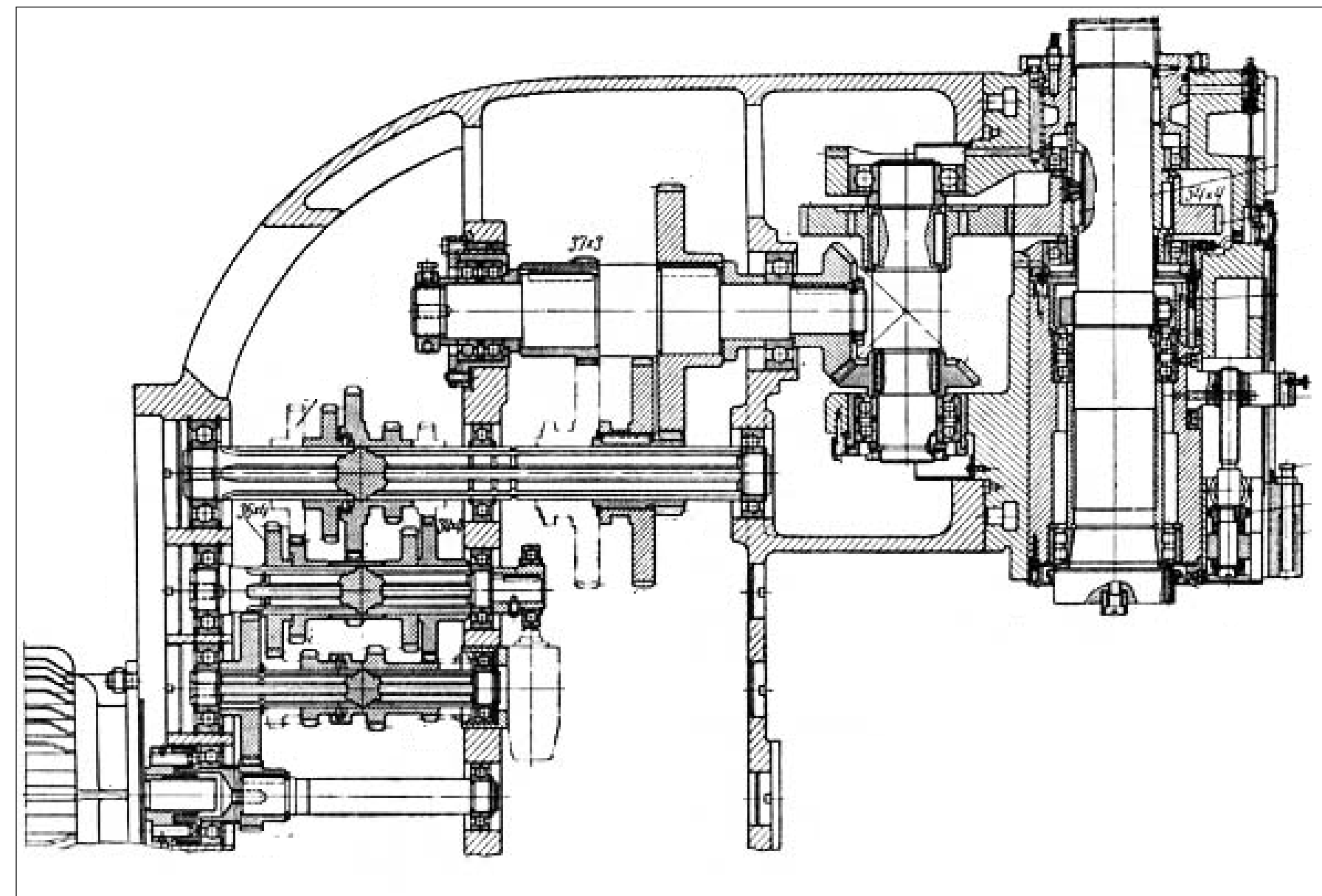
Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание				
Справ. №						Документация						
	A4					Завдання на магістерську дисертацію	2					
	A4				МВ-8107мн.МД000.000.000.00	Пояснювальна записка	146					
	A1				МВ-8107мн.МД200.000.000.00 ЗВ	Верстат вертикально-фрезерний мод. 6М12П	1					
						Загальний вигляд						
	A1				МВ-8107мн.МД200.000.000.00 КЗ	Вертикально-фрезерний верстат 6М12П	1					
						Схема кінематична принципова						
	A1				МВ-8107мн.МД200.000.000.01	Шпиндель	1					
	A1					Основні причини вимушених коливань в верстаті	1					
						Дефекти в підшипникових опорах	1					
Подп. и дата						Дослідження напружено-деформованого стану шпинделя в Autodesk Inventor	1					
	A1					Модальний аналіз шпинделя в середовищі Autodesk Inventor	1					
	A1					Проведення замірів та опрацювання отриманих даних	1					
	A1					Методи зменшення рівня віброактивності верстату	1					
	A1					Віброопора як метод віброізоляції	1					
Инв. № подл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	МВ-8107мн.МД000.000.000.00								
				Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
				Разраб.	Редьков М.П.							
				Пров.	Даниленко О.В.							
				Н.контр.								
Инв. № подл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Підвищення показників якості верстатів фрезерної групи	Лит.	Лист	Листов
												1
										КПІ ім. Ізгоря Сікорського ММІ, КМ, МВ-81мн		

# Основні причини вимушених коливань в верстаті

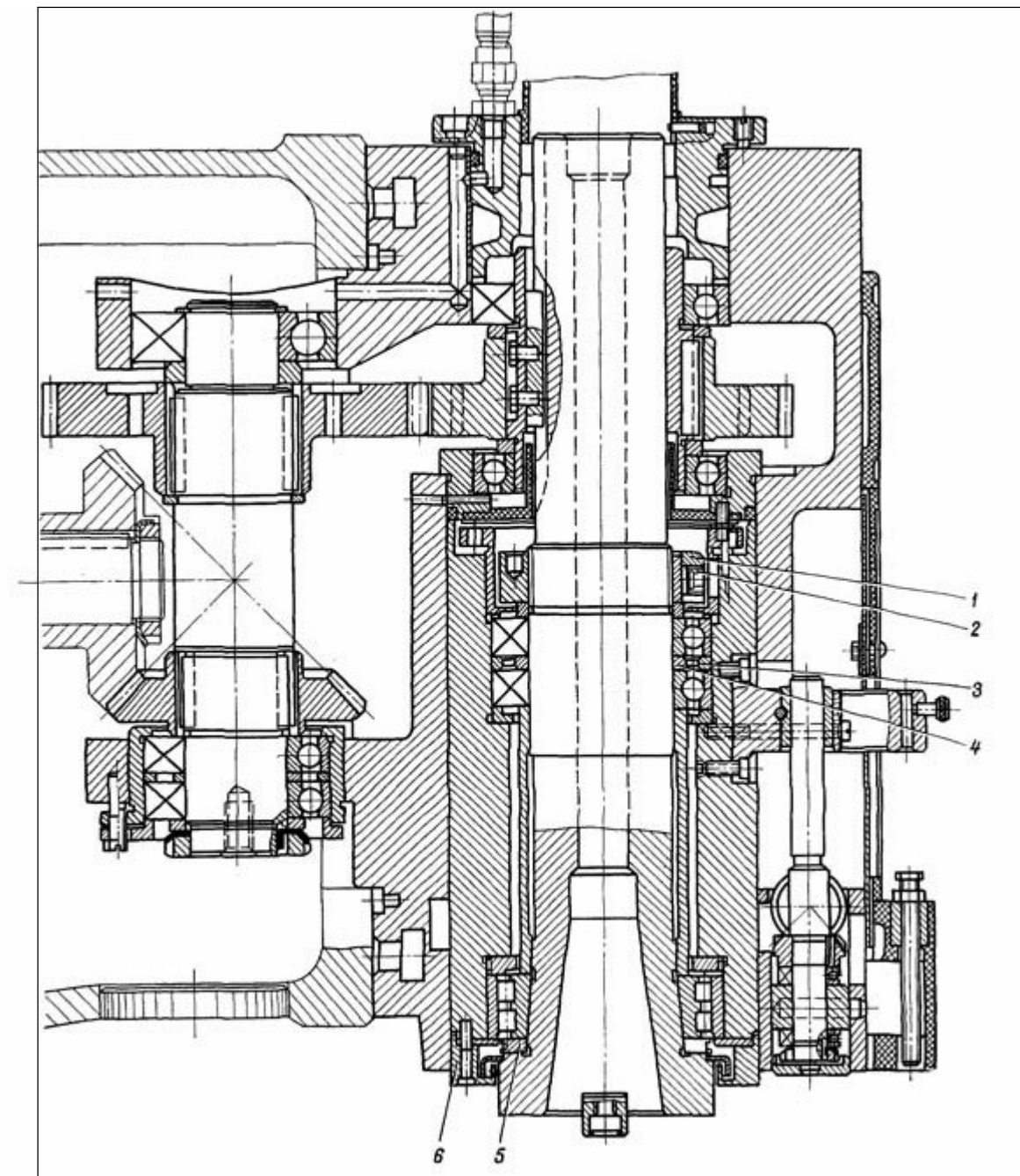
Двигун приводу головного руху



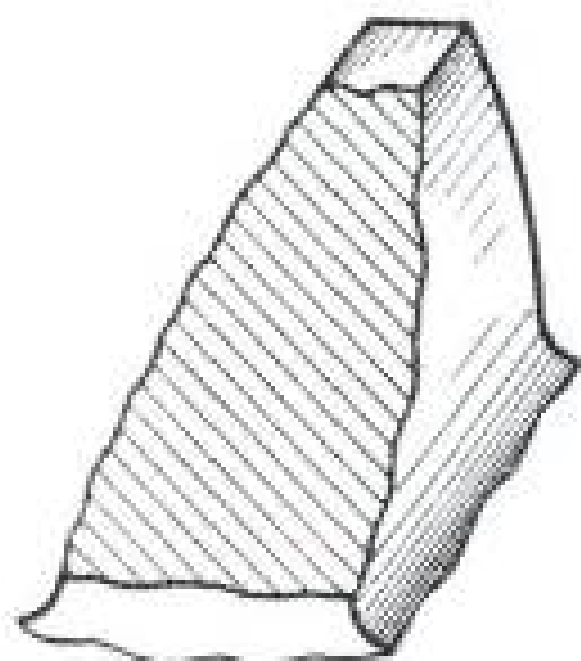
Коробка швидкостей



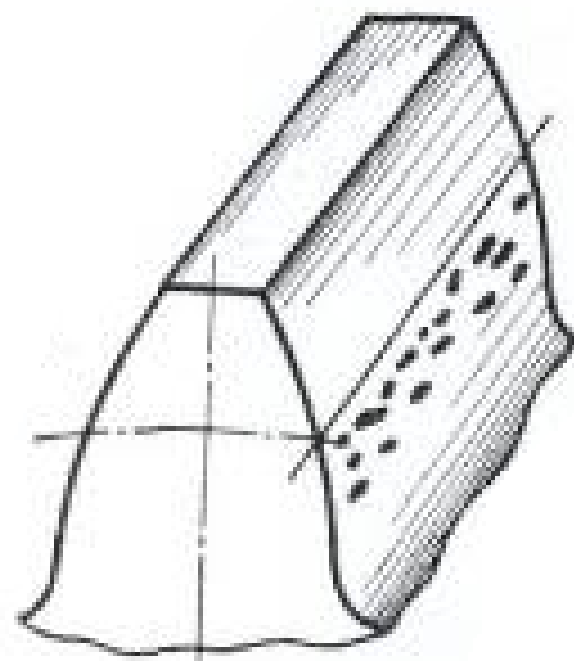
Шпиндельний вузол



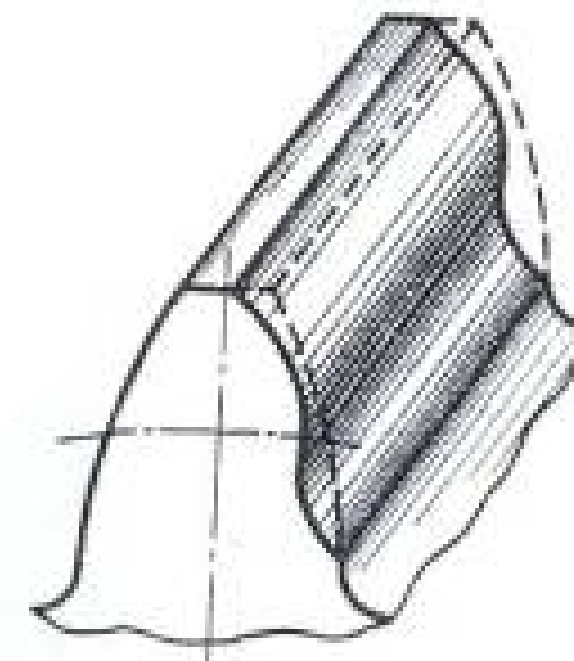
## Дефекти зубчастих коліс



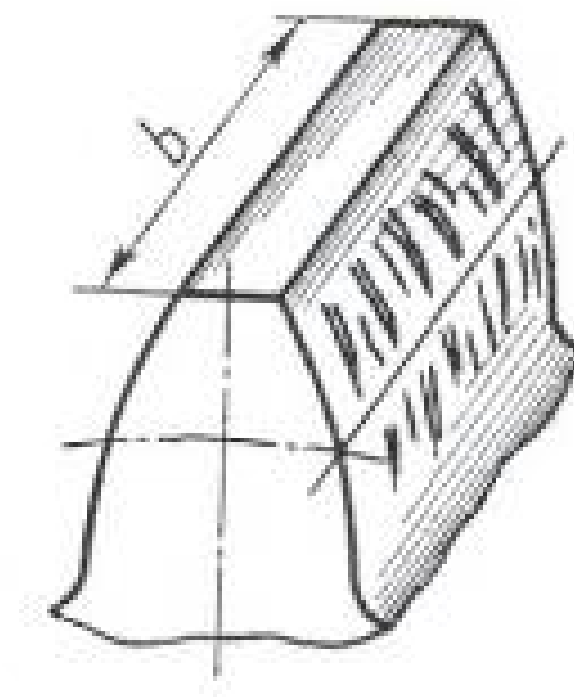
Злам



Викрошування



Зношування



Заїдання

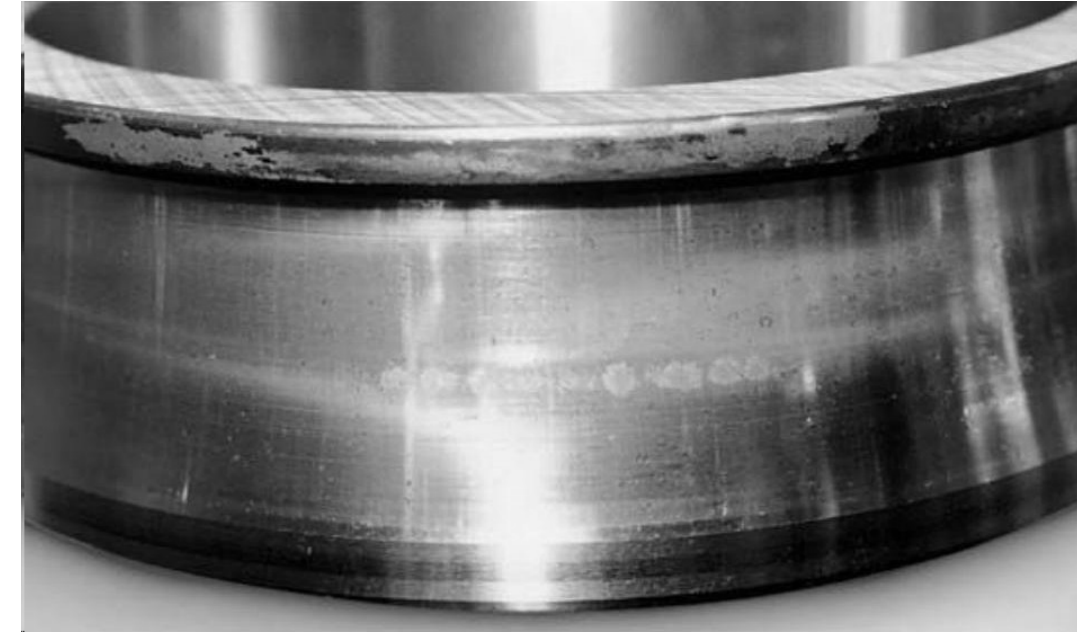


# Дефекти в підшипникових опорах

Втома



Викришування



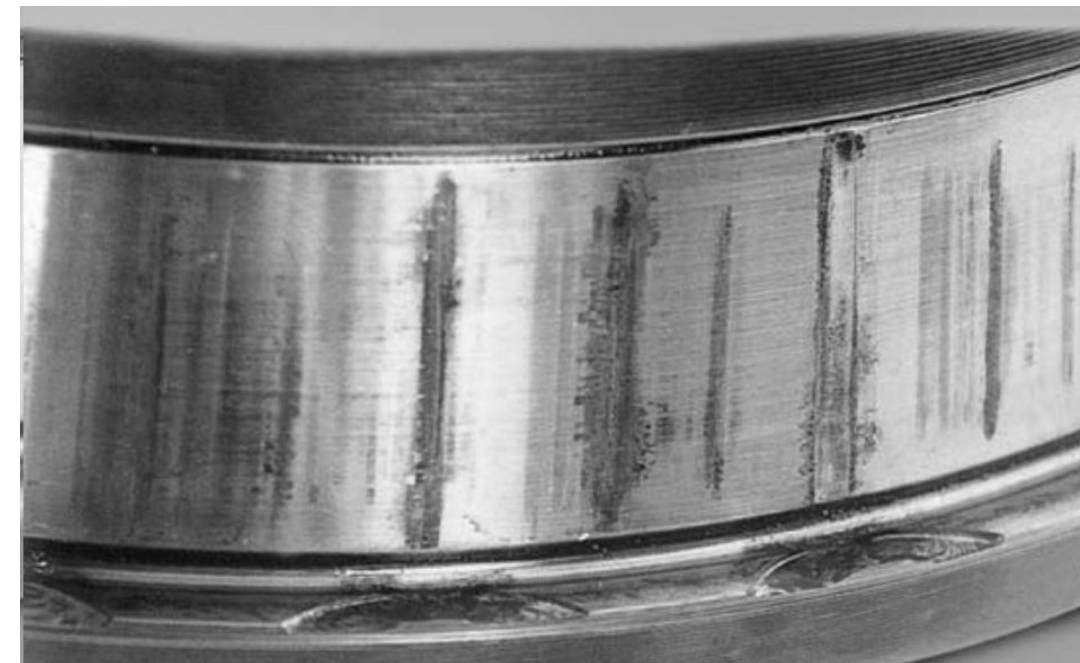
Абразивне  
зношування



Атмосферна  
корозія



Фреттінг-корозія



Бриннелювання



Псевдобриннелювання



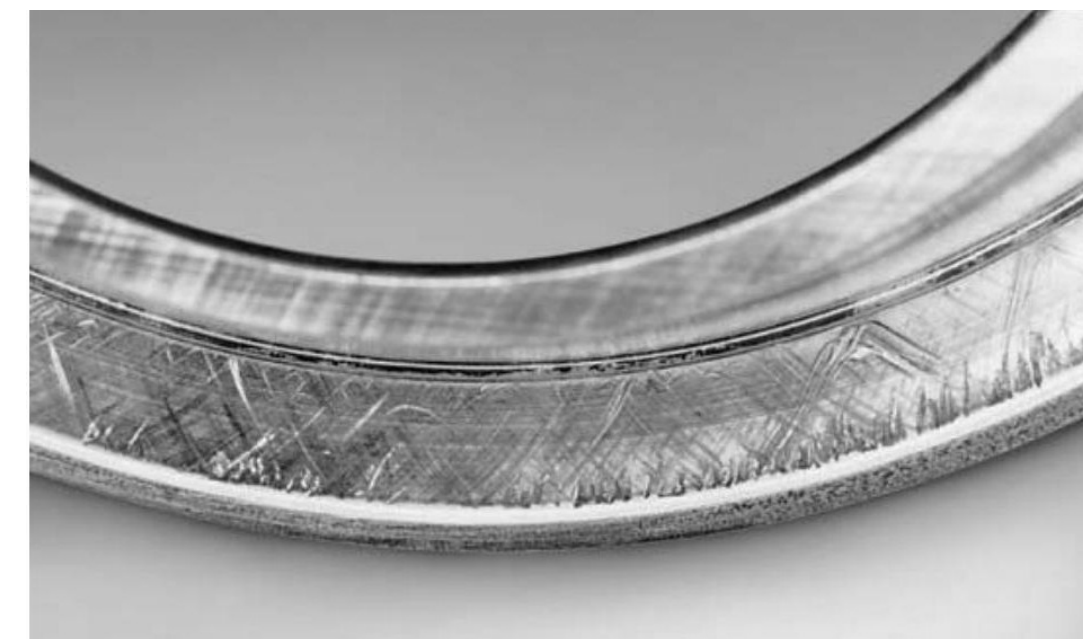
Електропошкодження



Натирання



Задирання



Видоїни поверхні



Перегрів



Неспіввісність кілець



Роздроблення деталей



Пошкодження сепаратора

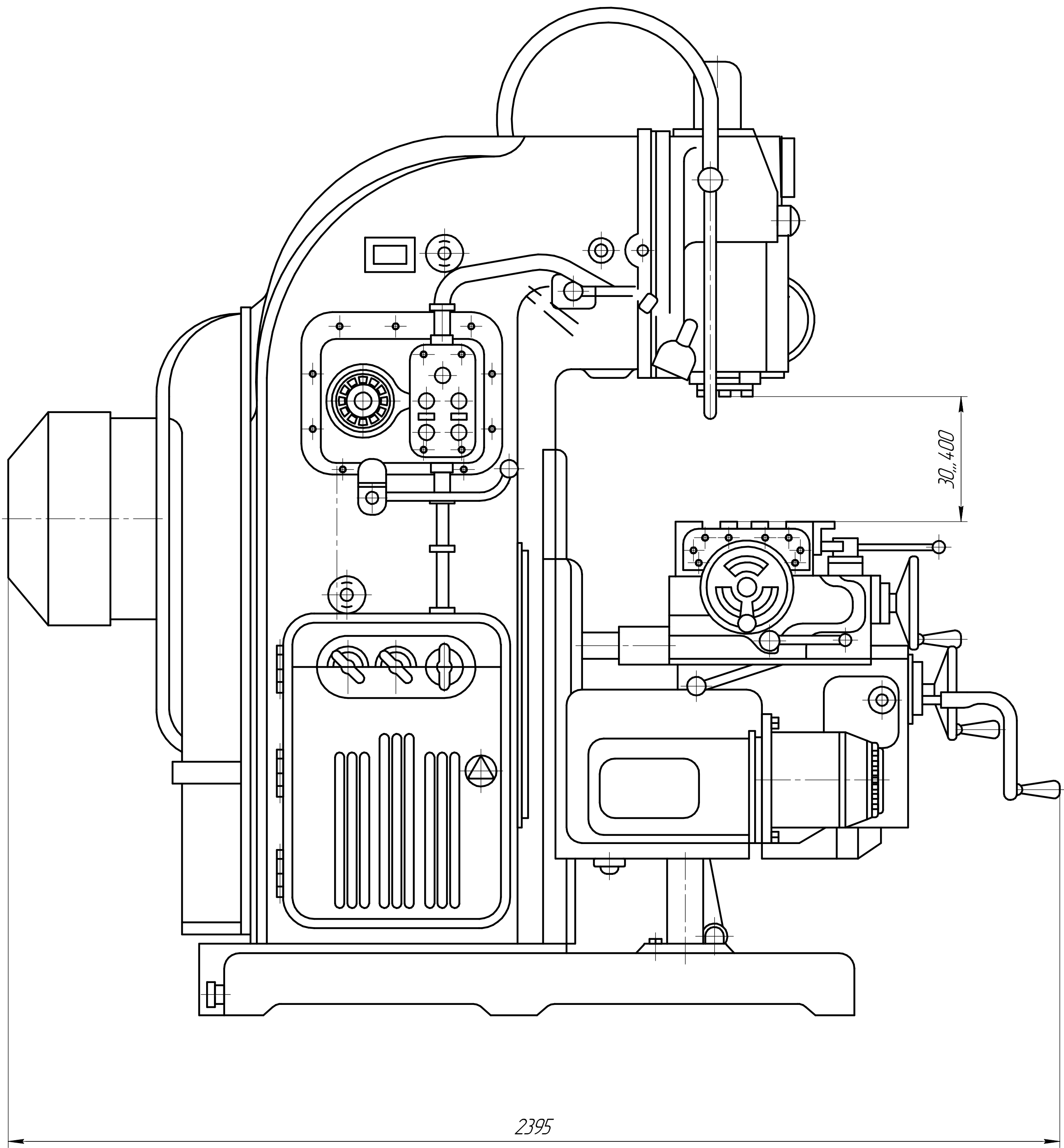
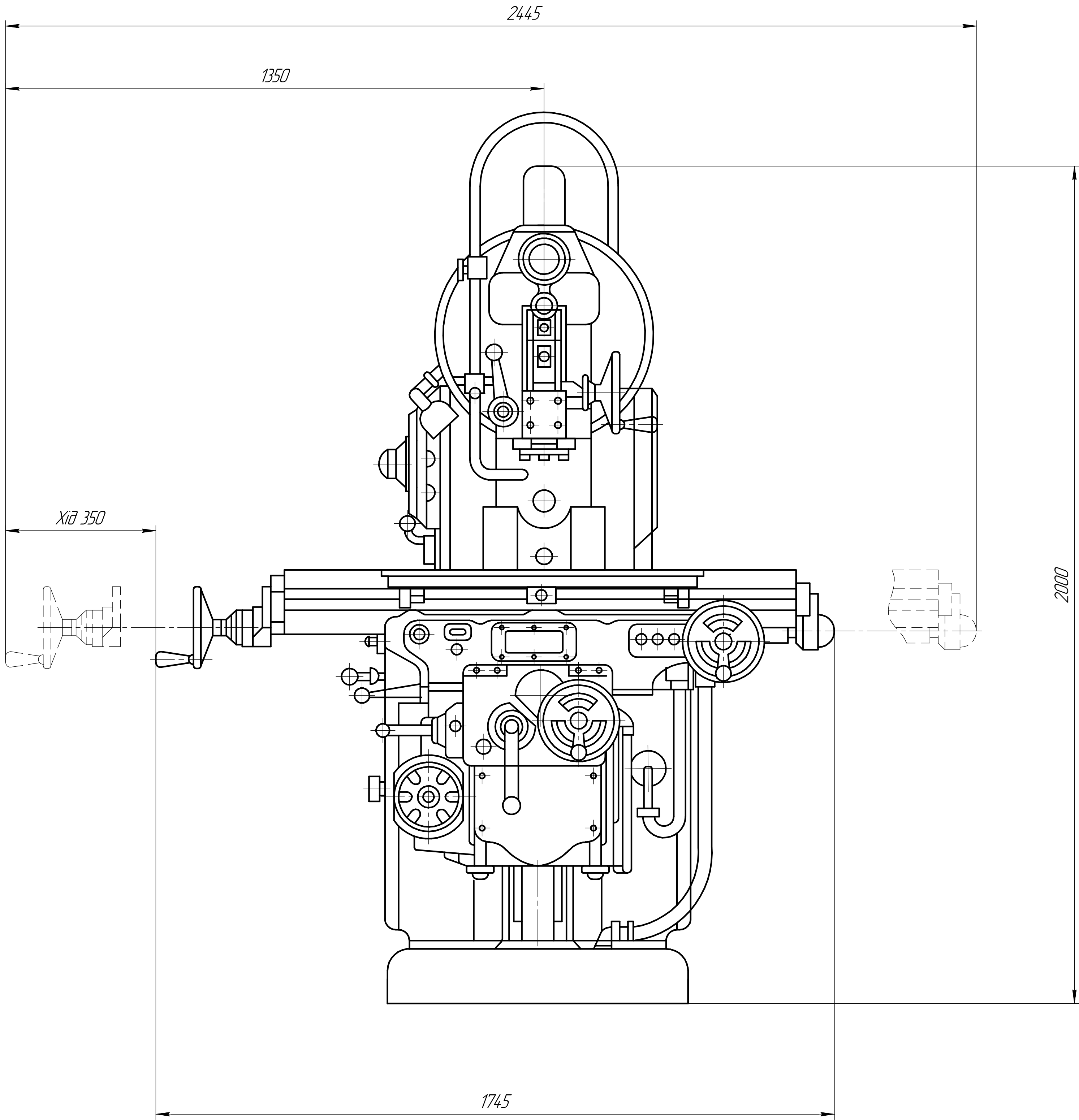


КПІ ім. Ізгоря Сікорського, ММІ, КМ, МВ-81мн

Розробив: \_\_\_\_\_ / Редьков М.І.  
Керівник: \_\_\_\_\_ / к.т.н., доцент Даниленко О.В.



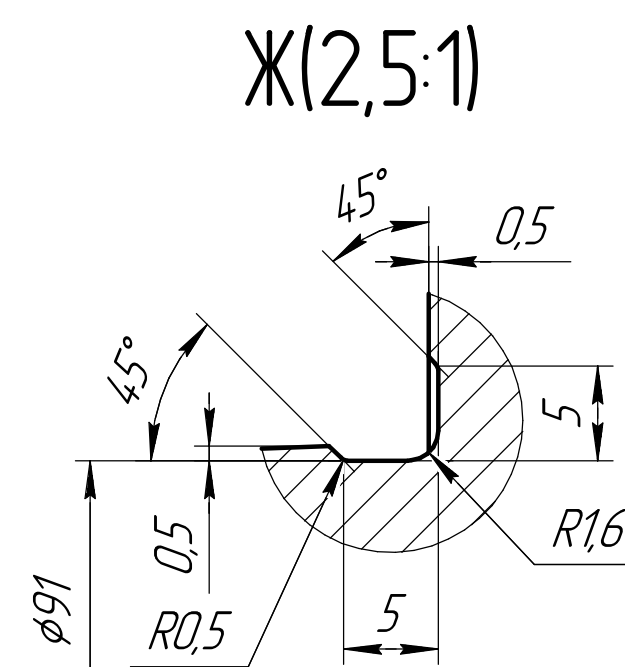
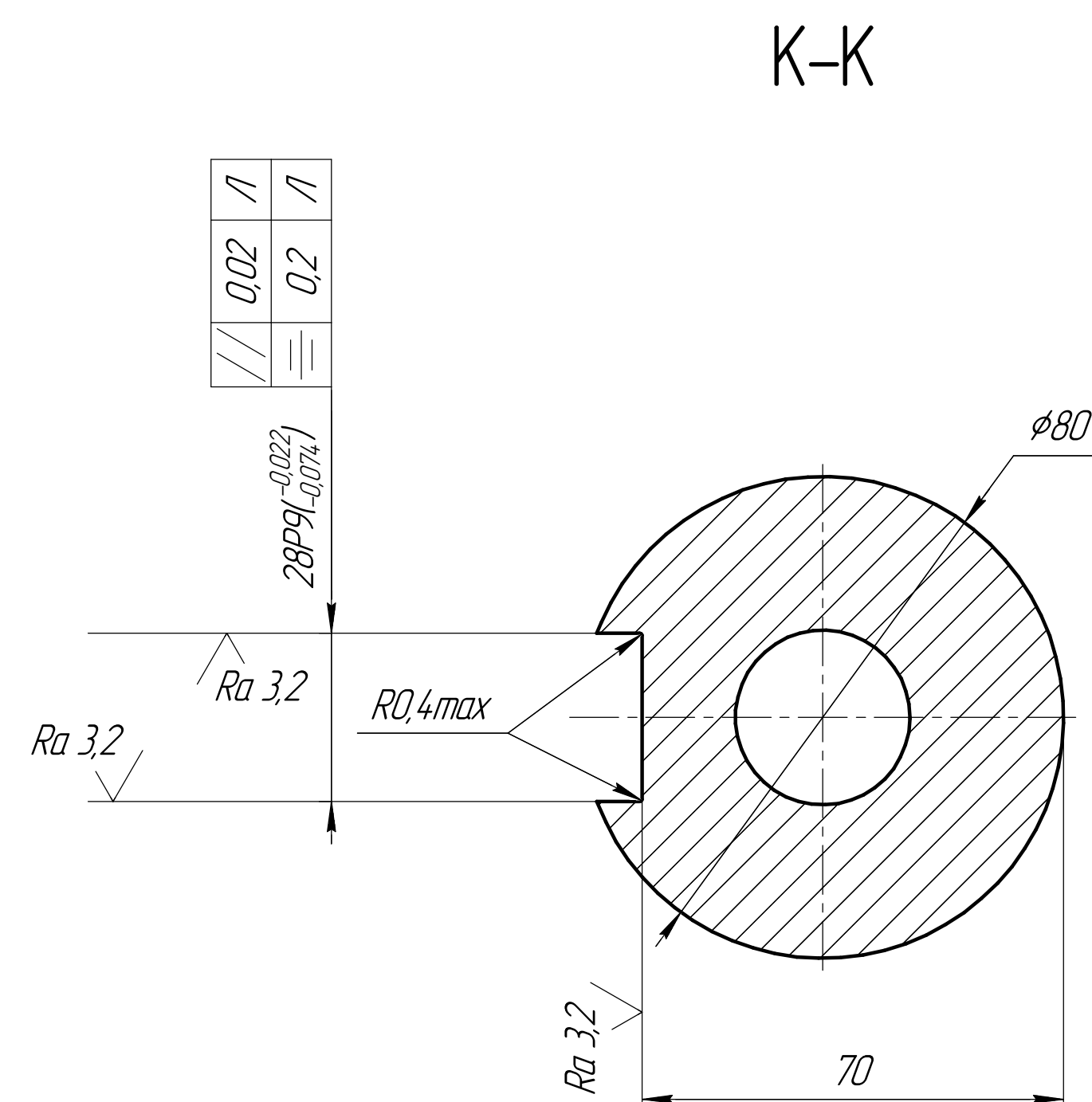
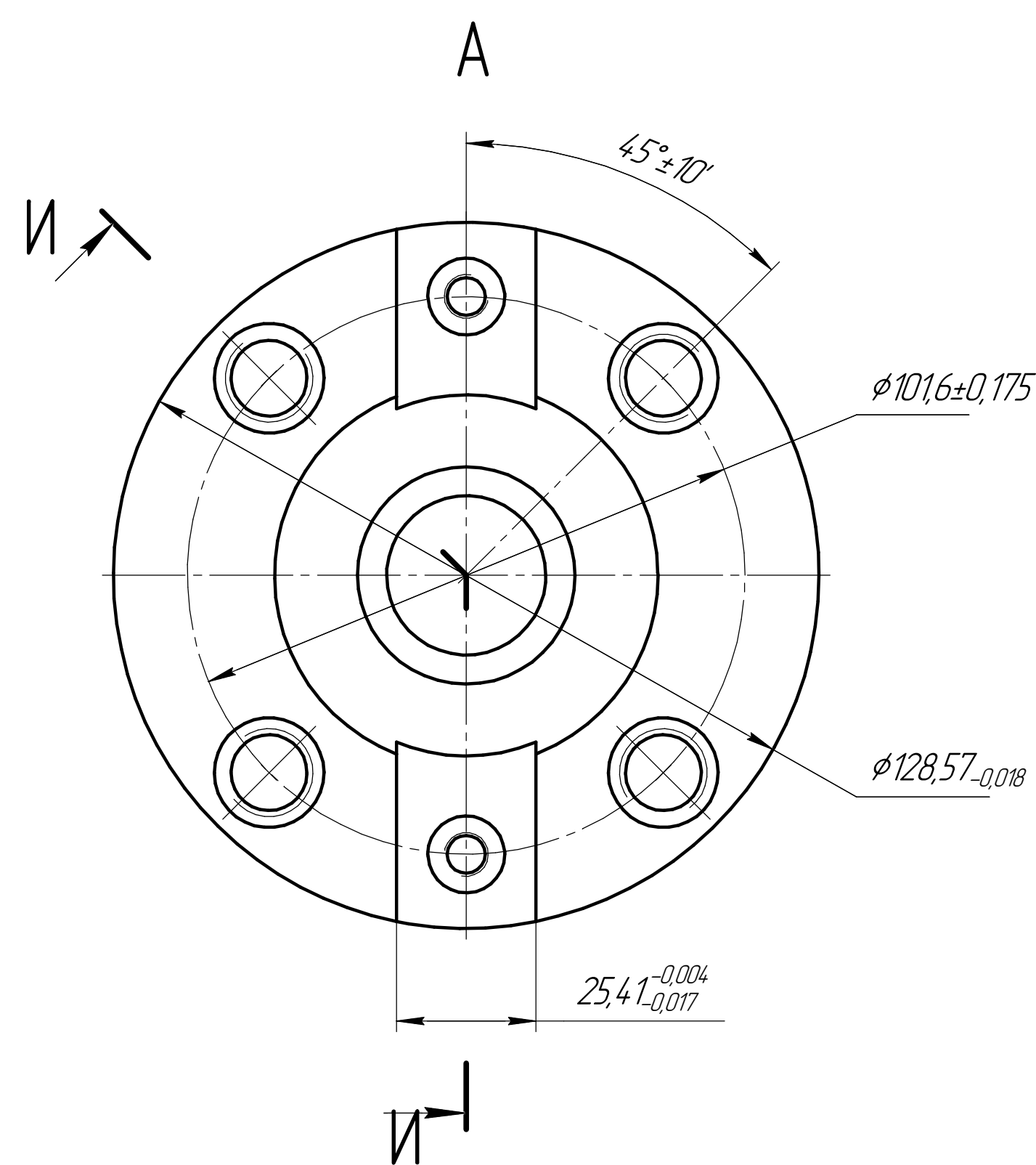
MB-8107мн.МД200.000.000.00 3В



Технічні характеристики:  
Клас точності верстата – Н.  
Габарити верстата – 2395 х 1745 х 2000 мм.  
Розміри поверхні стола – 1250 х 320 мм.  
Максимальна маса оброблюваної деталі – 250 кг.  
Маса верстата – 3000 кг.  
Частота обертання шпинделя – 31,5 – 1600 об/хв.

				MB-8107мн.МД200.000.000.00 3В			
Верстат вертикально-фрезерний мод. 6М12П Загальний вигляд				Лист	Маса	Масштаб	
				В	3000	1:5	
				Лист	Листів	1	
				КПІ ім. Ігоря Сікорського ММІ, КМ, МВ-81мн			
				Формат А1			



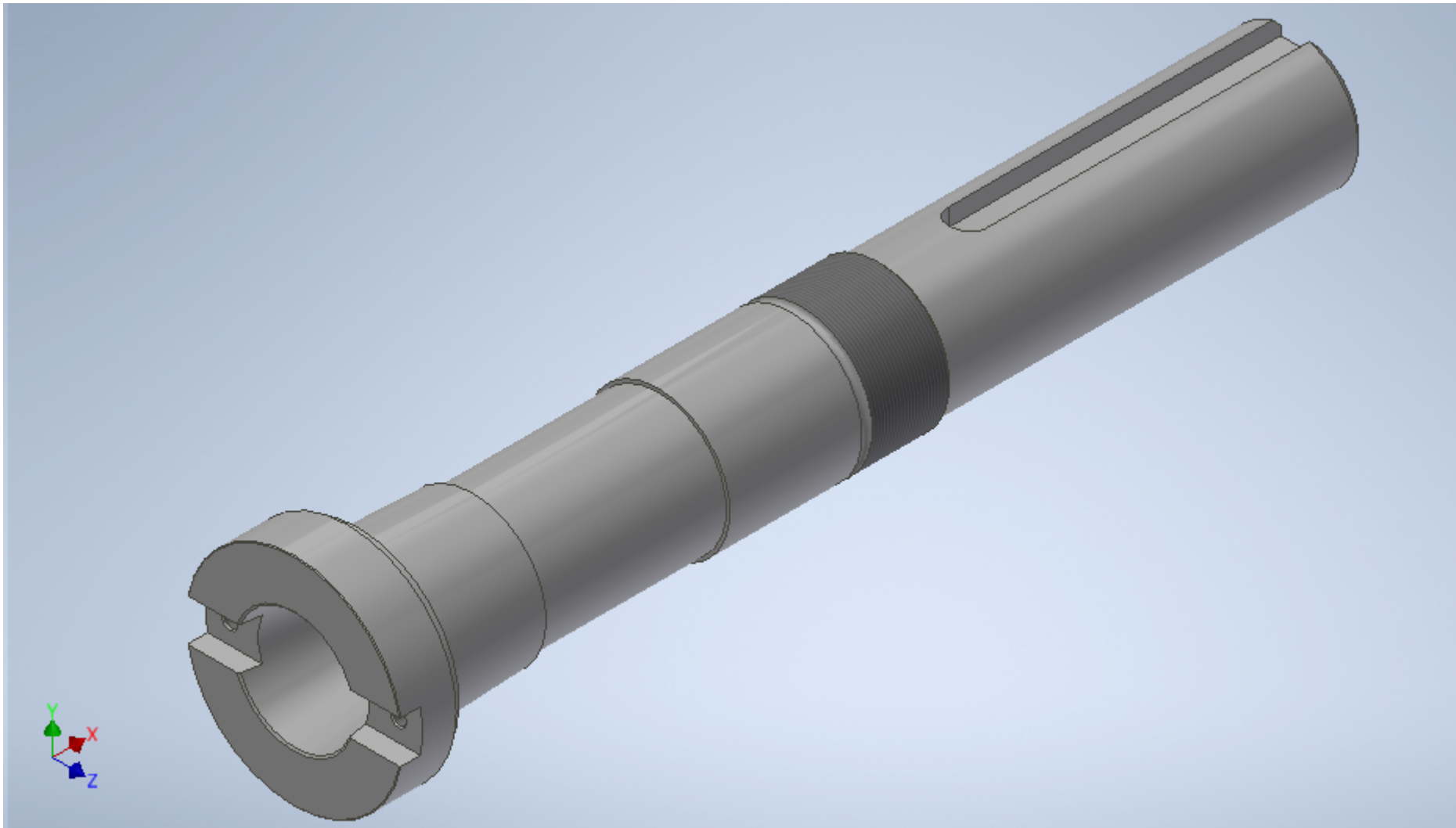


1. \* Розмір для довідок.
2. Твердість 40,9-49,6 HRC.
3. H14; h14;  $\pm IT14/2$

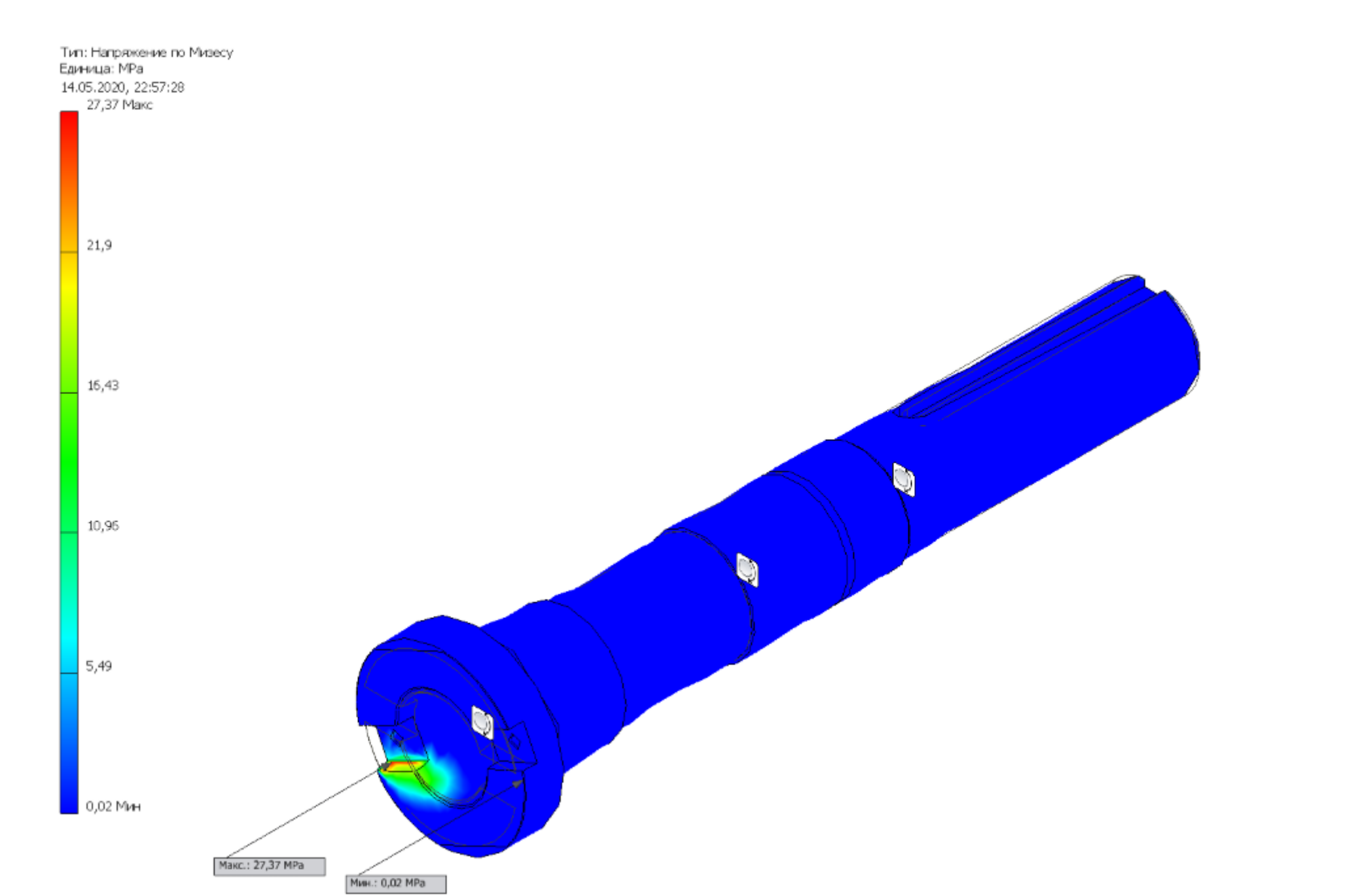
						МВ-8107мн.МД200.000.000.01		
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Шпиндель		Лист	Магса	Машинад
Разраб.	Разраб. М.Т.					В	2162	11
Проб.	Даниленко О.В.							
Т.контр.	Самойленко О.В.					Лист	Листов 1	
Н.контр.	Прохасенко С.В.			Сталь 45 ГОСТ 1050-2013		КПМ им. Гурья Скорьского		
Утв.	Охрименко О.А.					мм, км, МВ-81мм		



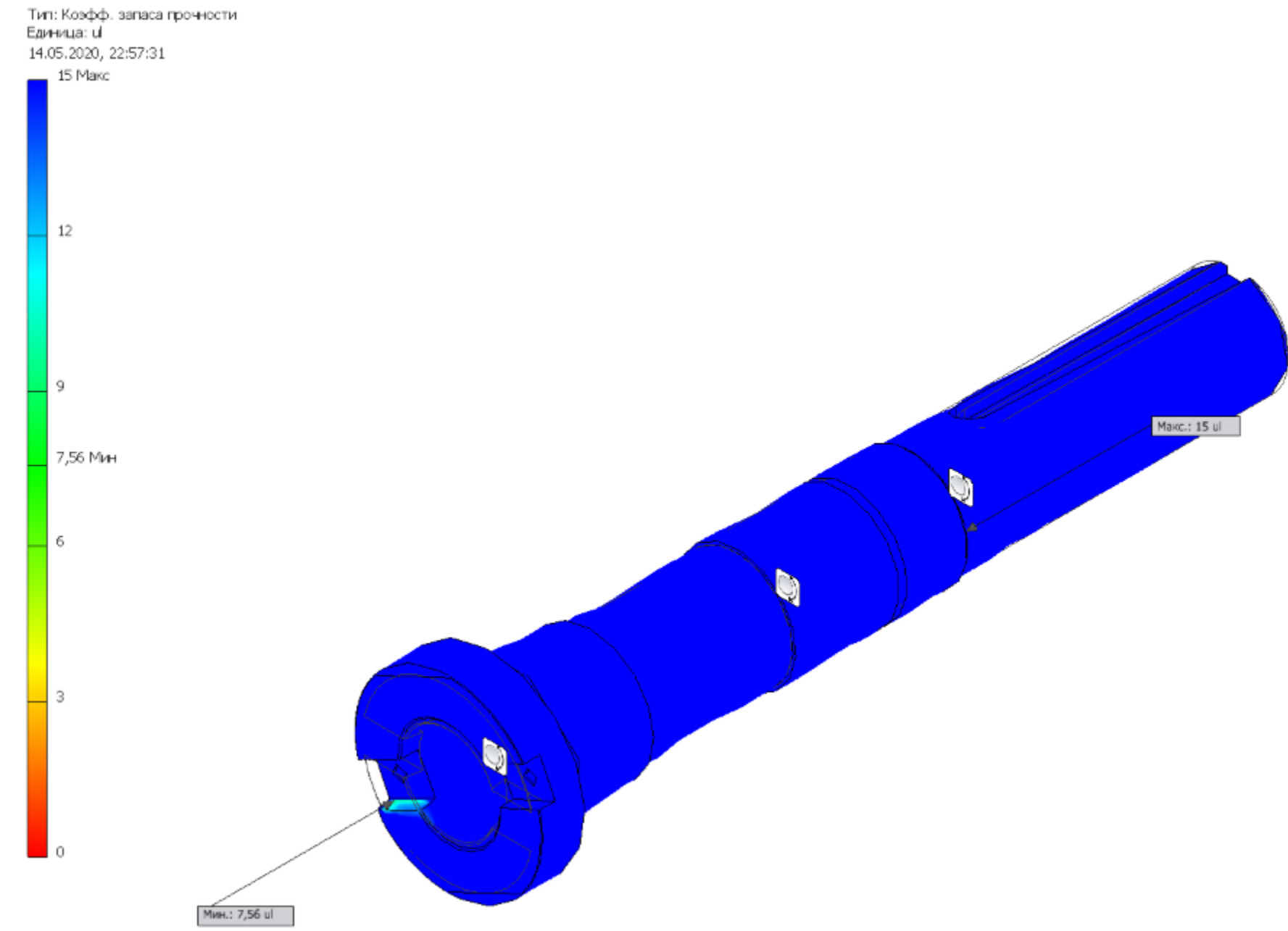
# Дослідження напружено-деформованого стану шпинделя в Autodesk Inventor



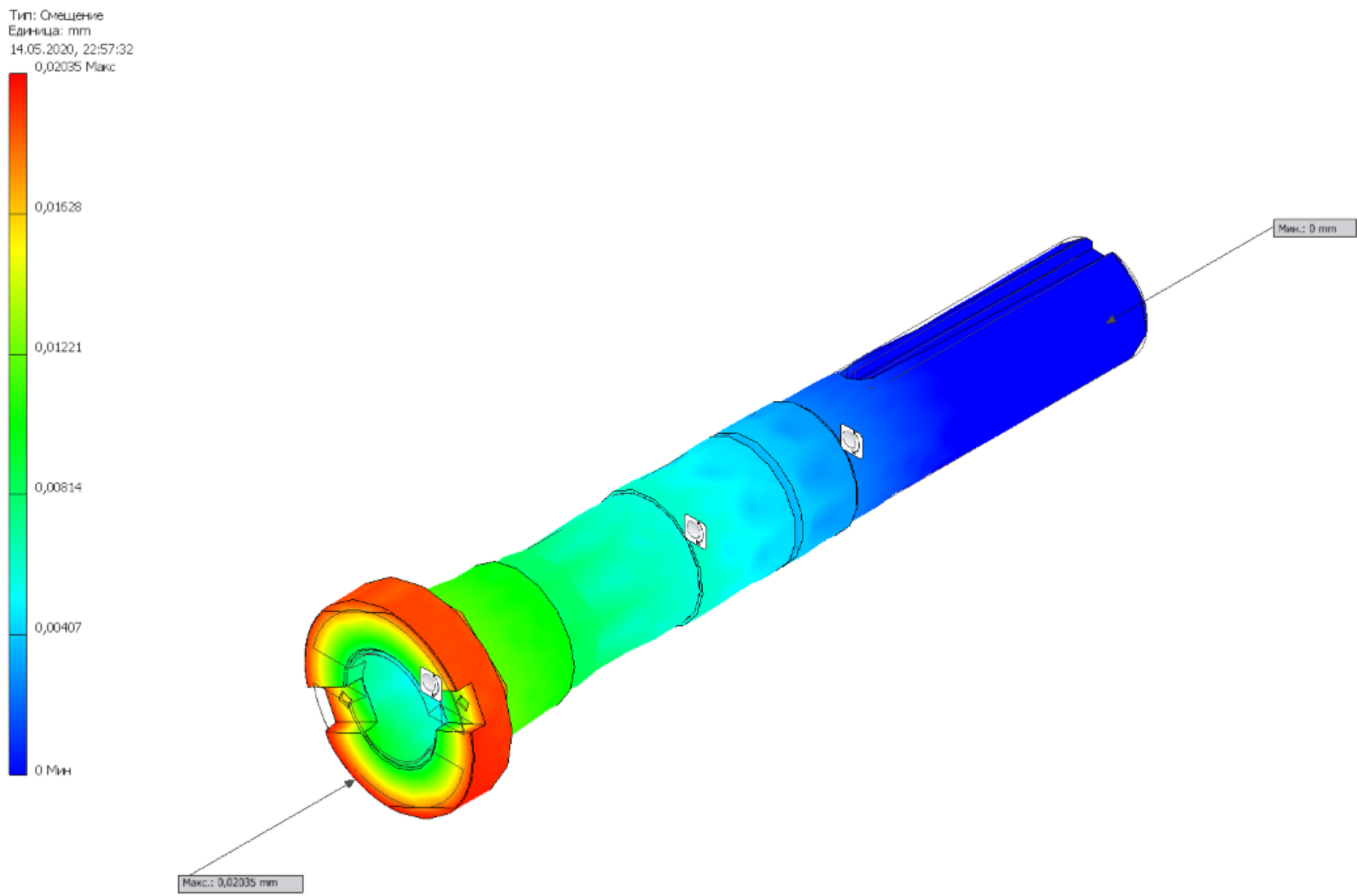
Спрощена модель шпинделя, створена за допомогою "Генератора валів"



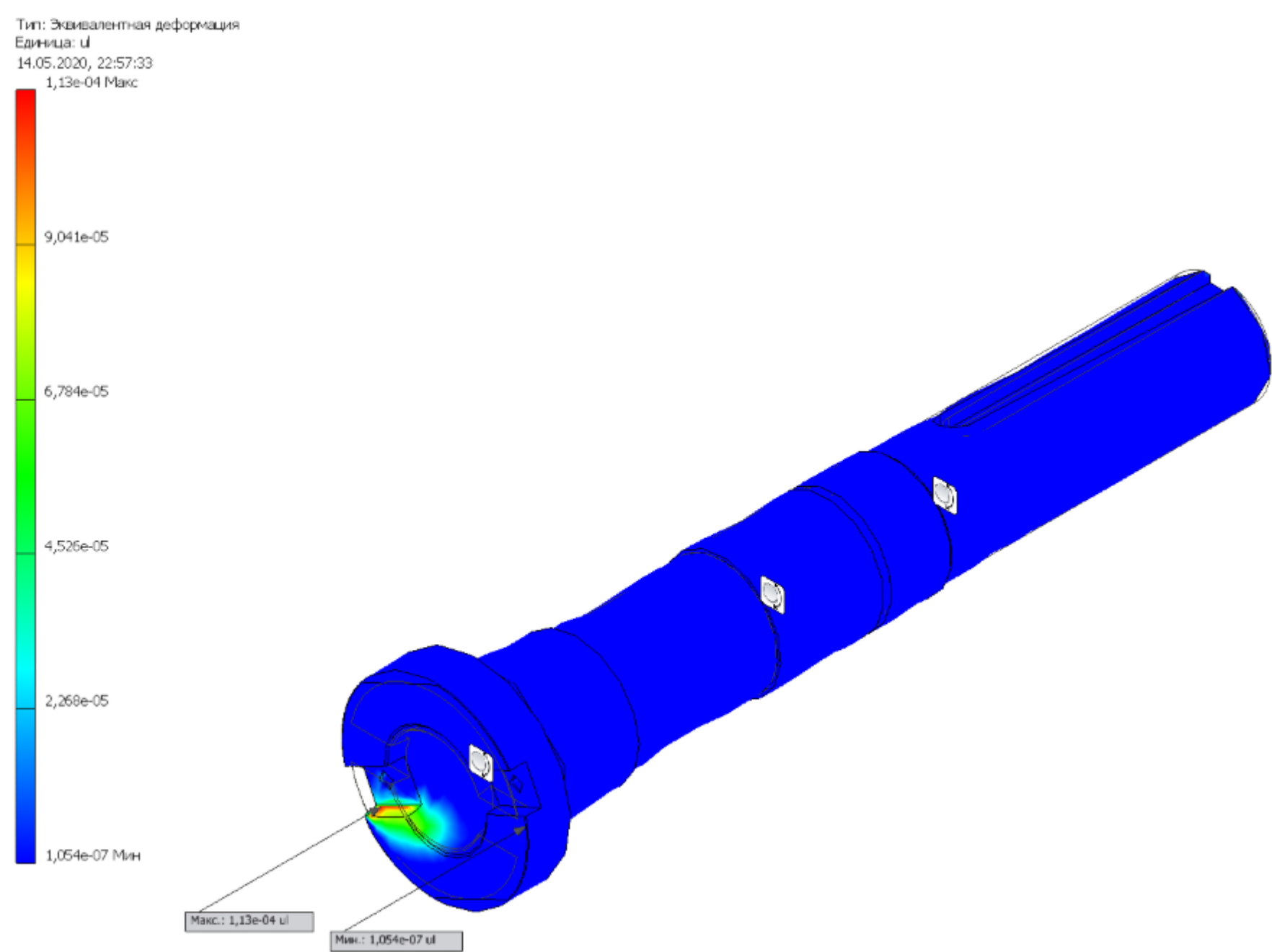
Напруження по Мізесу



Коефіцієнт запасу міцності



Зміщення елементів шпинделя



Еквівалентна деформація



# Модальний аналіз шпинделя в середовищі Autodesk Inventor

## Робочі умови

### Момент:1

Тип навантаження	Момент
Величина	73,200 Н мм
Вектор X	-73,200 Н мм
Вектор Y	0,000 Н мм
Вектор Z	0,000 Н мм

### Сила:1

Тип навантаження	Сила
Величина	7316,000 Н
Вектор X	7316,000 Н
Вектор Y	0,000 Н
Вектор Z	0,000 Н

### Момент:2

Тип навантаження	Момент
Величина	73,200 Н мм
Вектор X	73,200 Н мм
Вектор Y	0,000 Н мм
Вектор Z	0,000 Н мм

### Сила:2

Тип навантаження	Сила
Величина	3877,000 Н
Вектор X	0,000 Н
Вектор Y	-3877,000 Н
Вектор Z	0,000 Н

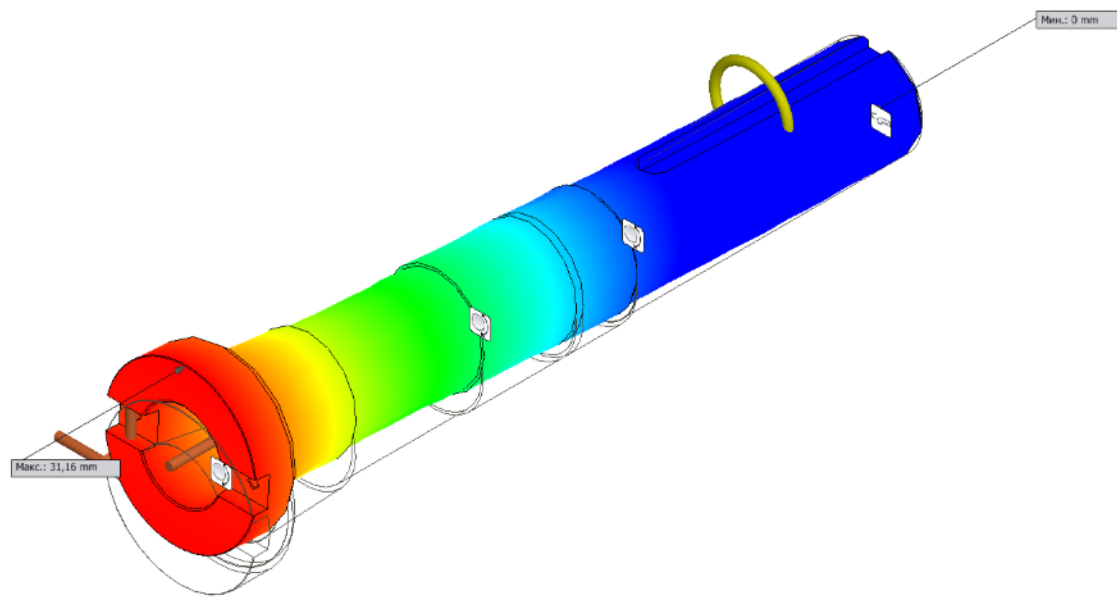
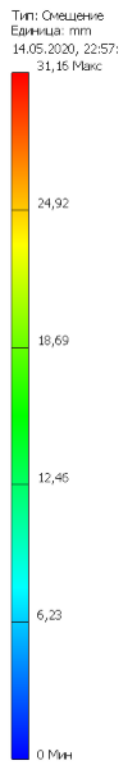
### Сила:3

Тип навантаження	Сила
Величина	2560,000 Н
Вектор X	0,000 Н
Вектор Y	0,000 Н
Вектор Z	2560,000 Н

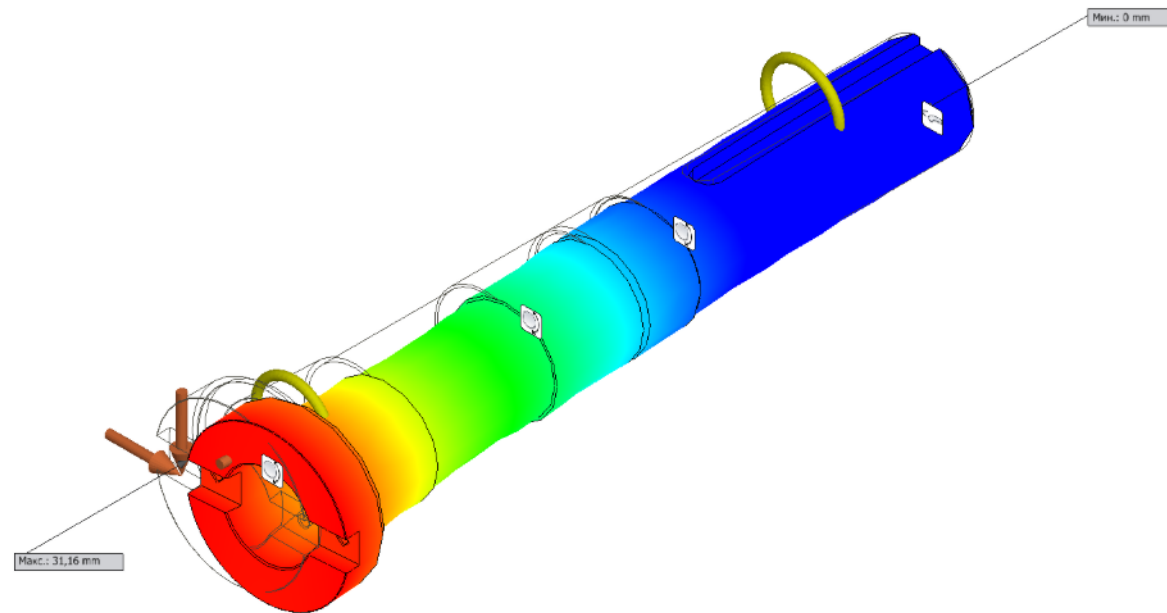
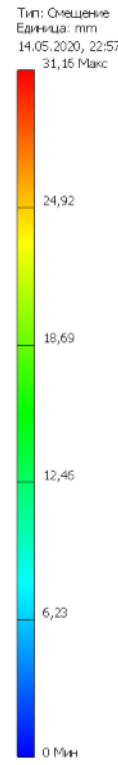
### Результати

#### Значение(-я) частоты

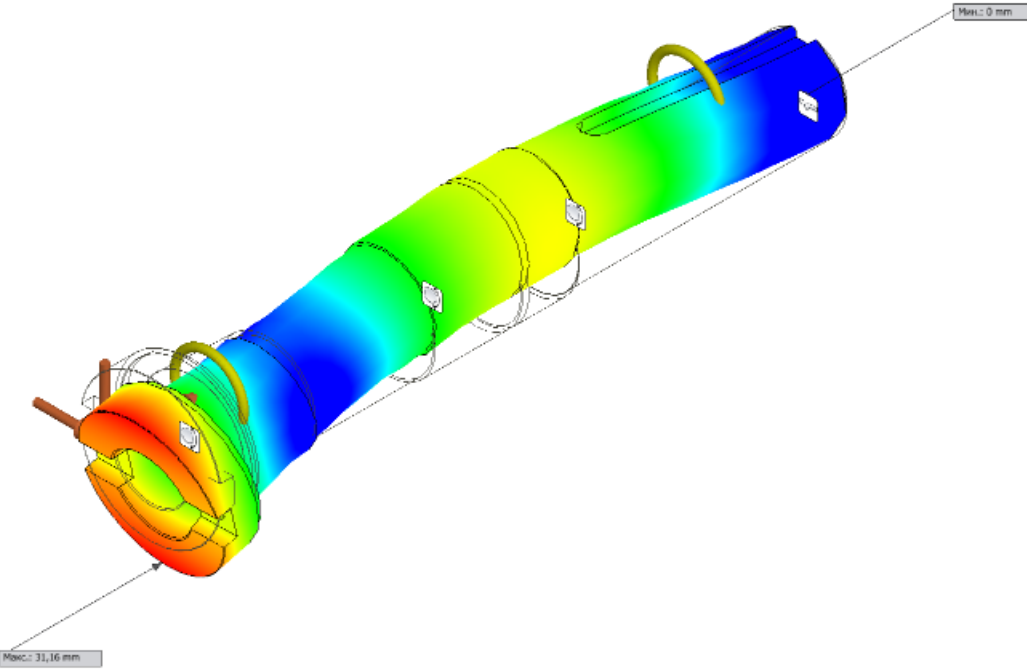
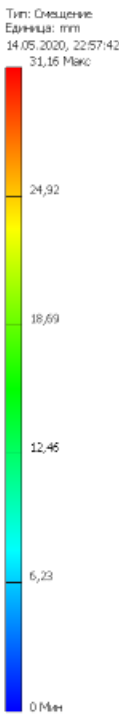
F1	132,75 Hz
F2	142,12 Hz
F3	872,93 Hz
F4	884,36 Hz
F5	941,12 Hz
F6	1938,88 Hz
F7	2263,86 Hz
F8	2310,78 Hz



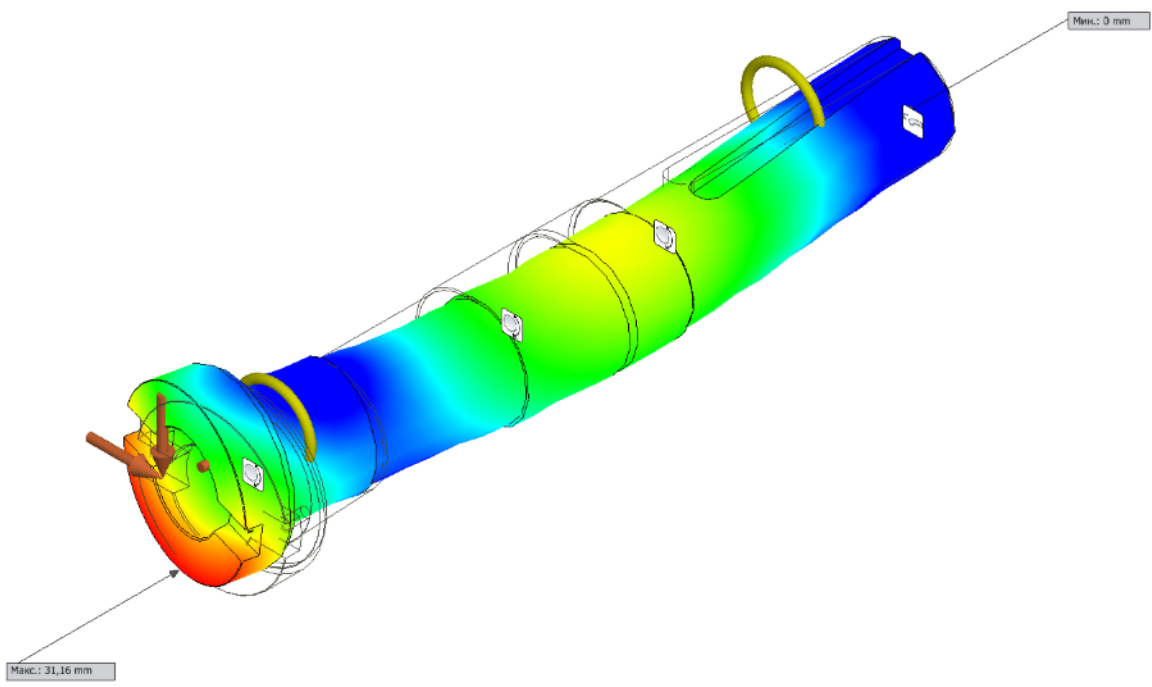
Зміщення елементів шпинделя від навантажень при частоті F1 132,75 Hz



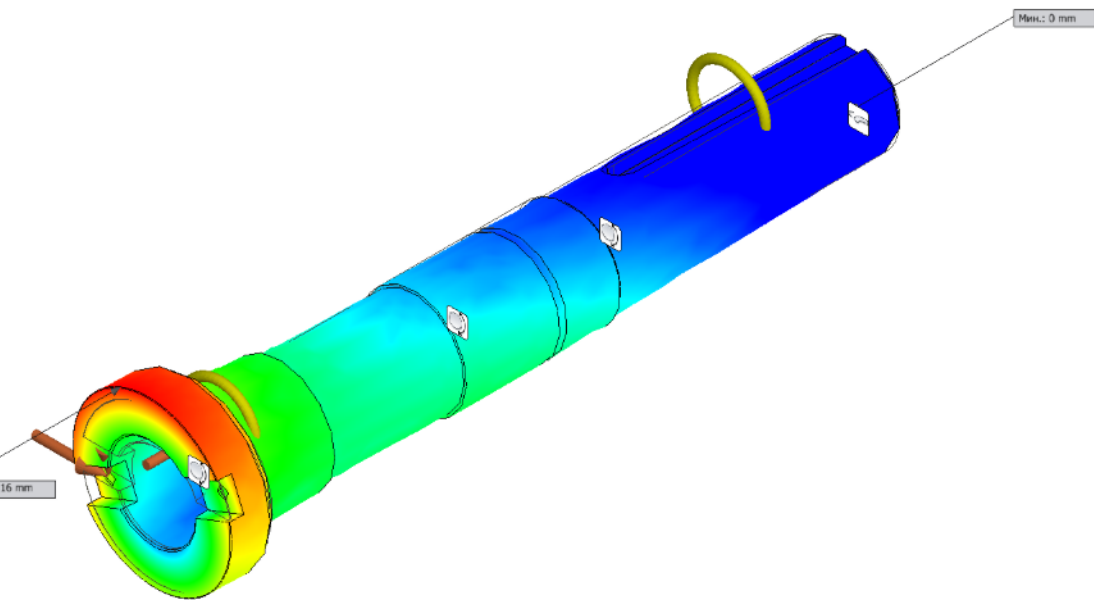
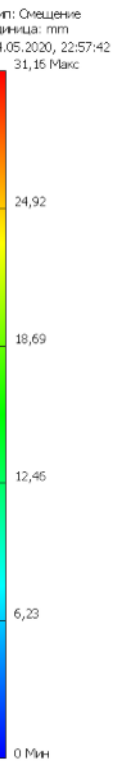
Зміщення елементів шпинделя від навантажень при частоті F2 142,12 Hz



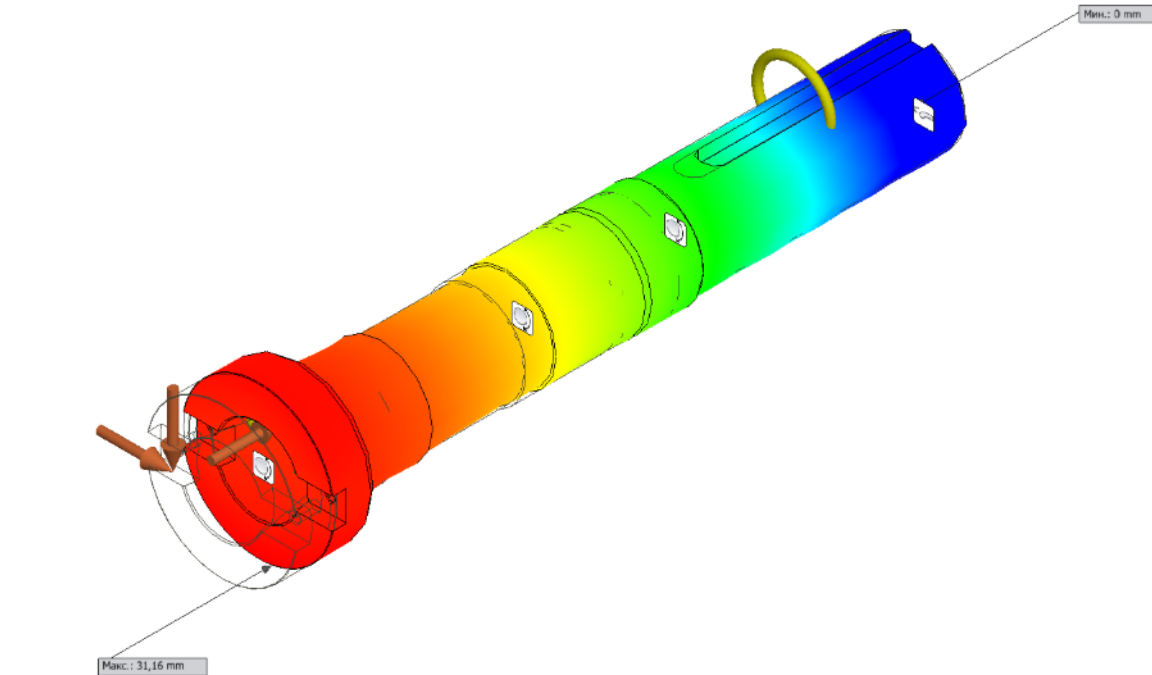
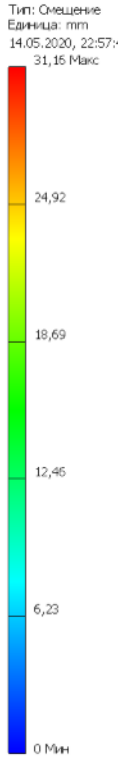
Зміщення елементів шпинделя від навантажень при частоті F3 872,93 Hz



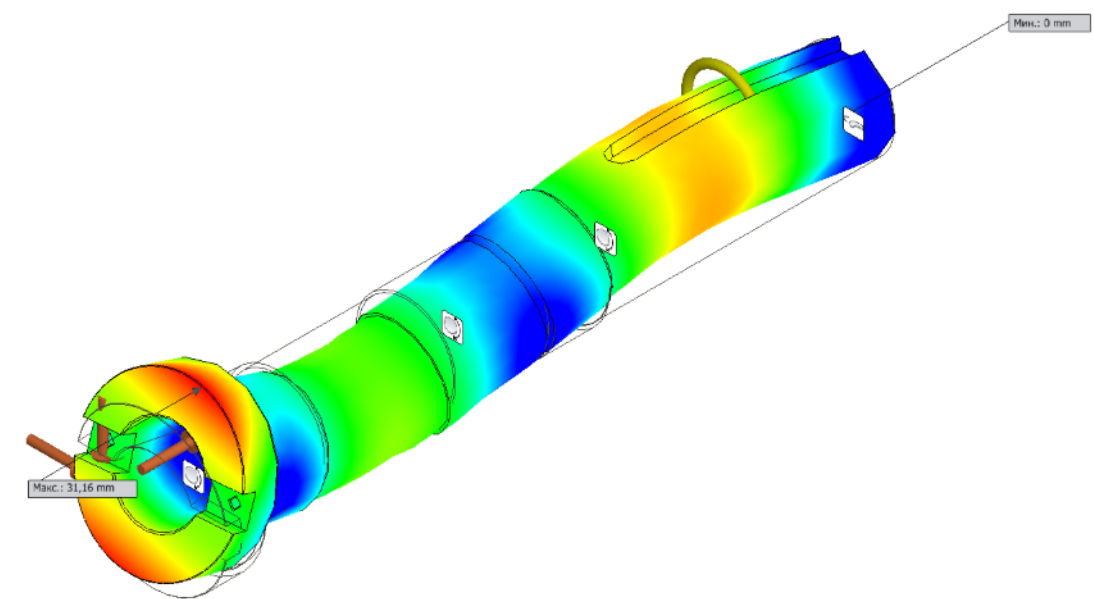
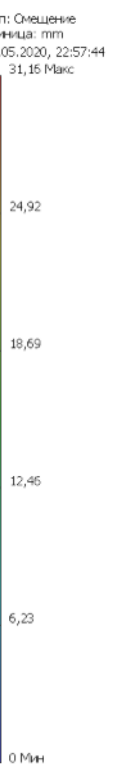
Зміщення елементів шпинделя від навантажень при частоті F4 884,36 Hz



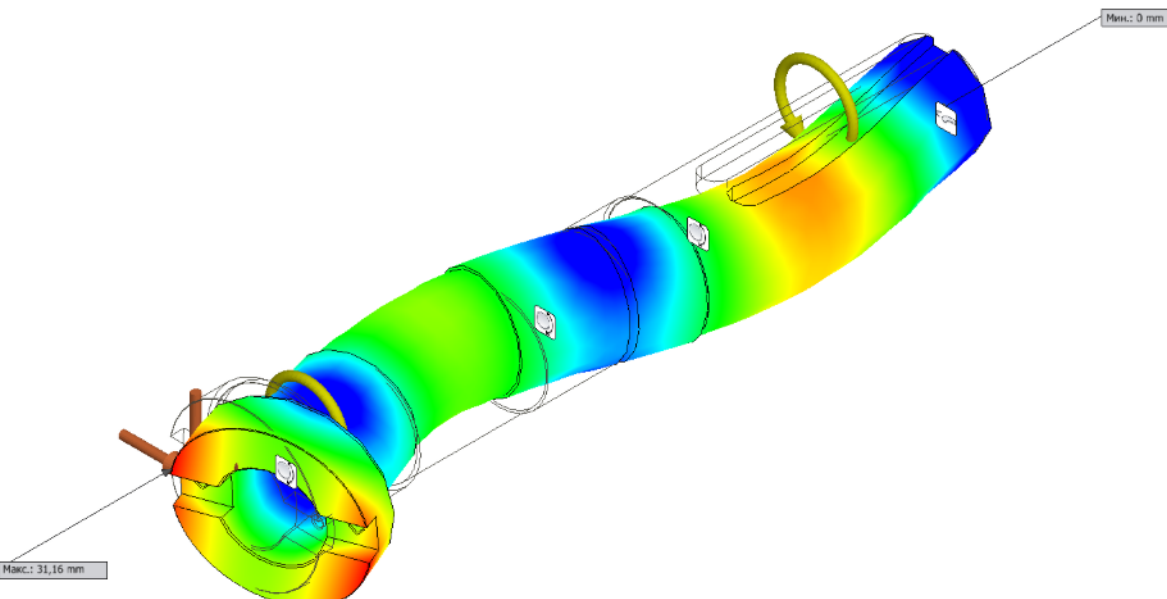
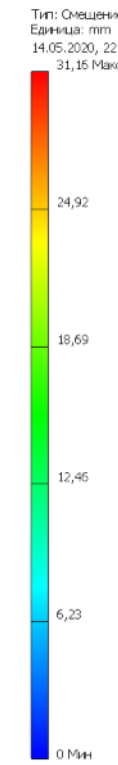
Зміщення елементів шпинделя від навантажень при частоті F5 941,12 Hz



Зміщення елементів шпинделя від навантажень при частоті F6 1938,88 Hz



Зміщення елементів шпинделя від навантажень при частоті F7 2263,86 Hz



Зміщення елементів шпинделя від навантажень при частоті F8 2310,78 Hz

КПІ ім. Ізгоря Сікорського, ММІ, КМ, МВ-81мн

Розробив: \_\_\_\_\_ / Редров М.І.  
Керівник: \_\_\_\_\_ / к.т.н., доцент Даниленко О.В.



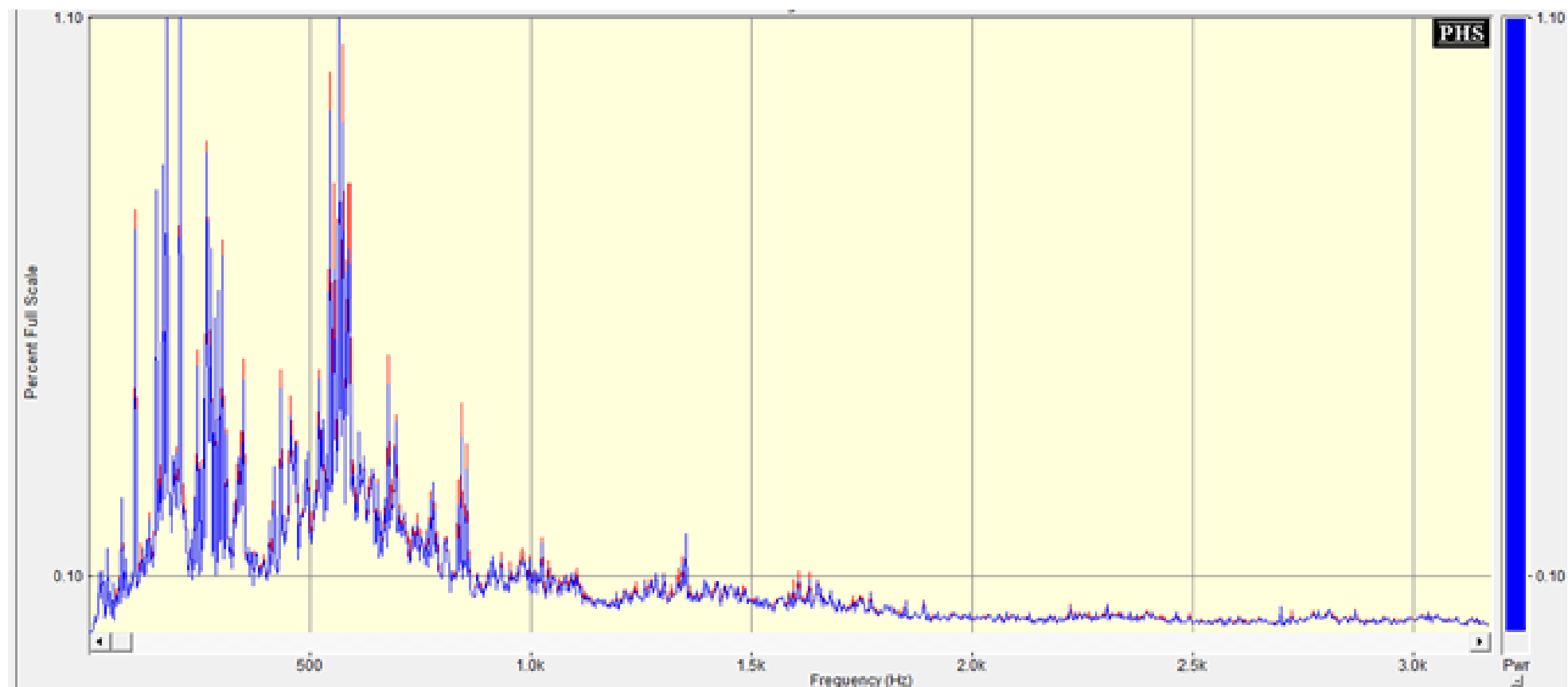
# Проведення замірів та опрацювання отриманих даних



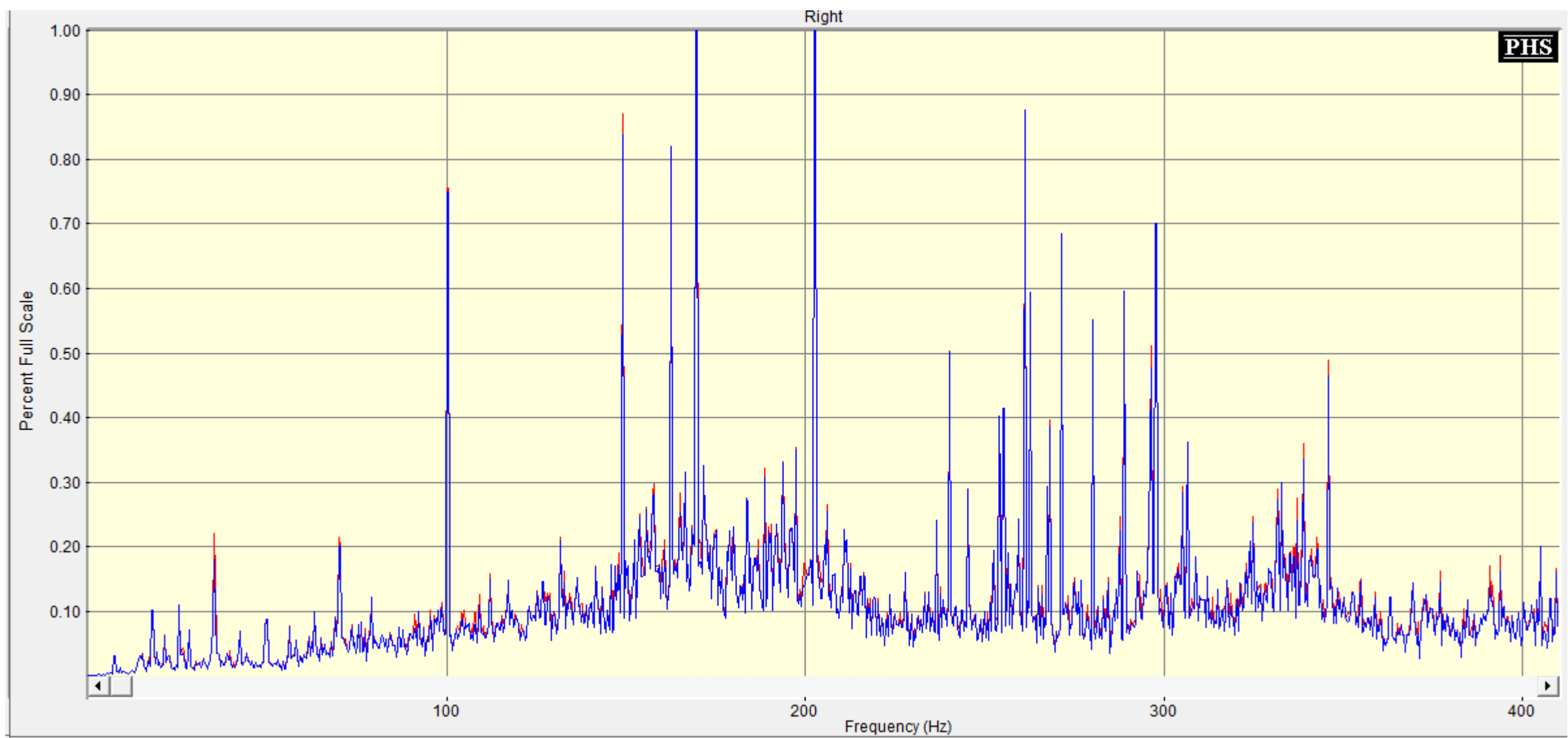
Диктофон Olympus LS-14



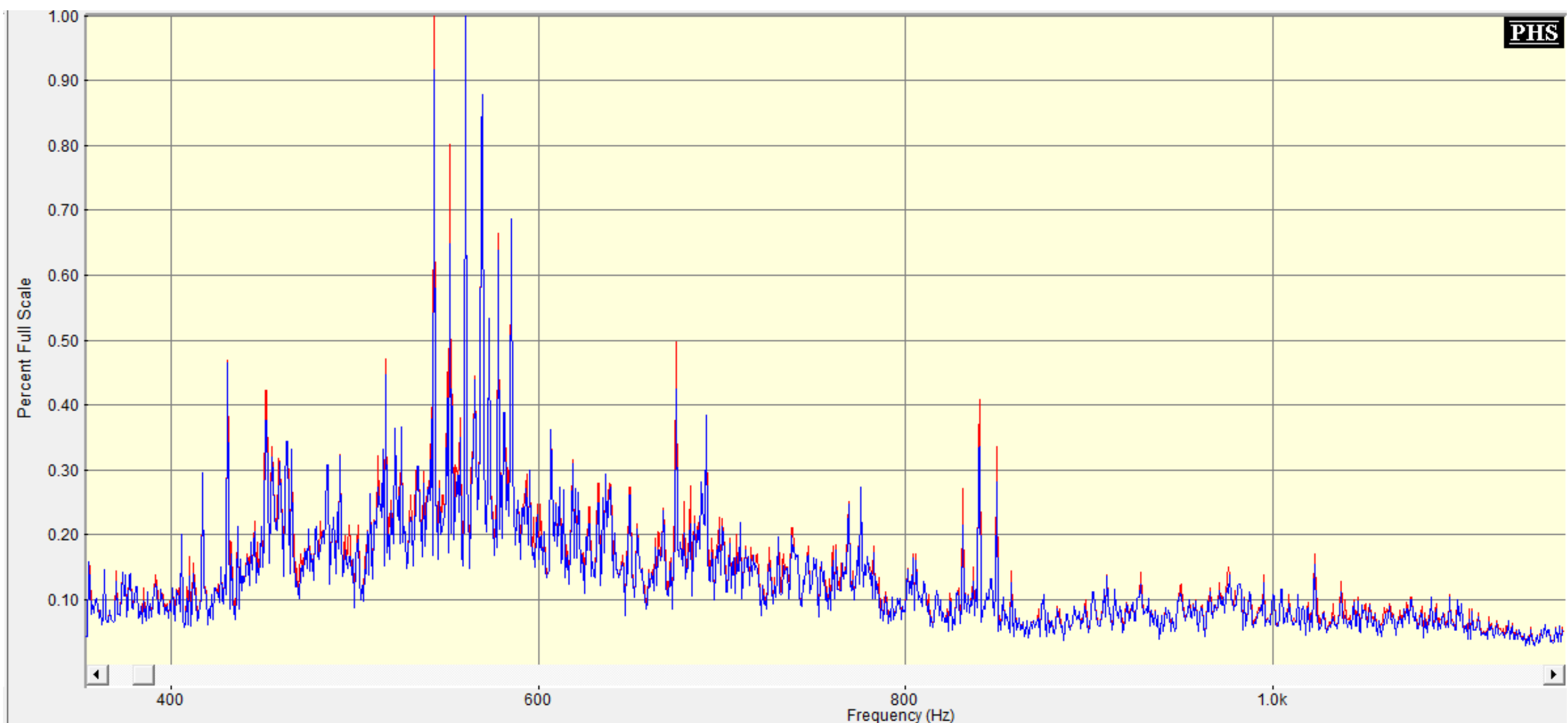
Запис шумів на диктофон під час роботи верстату



Спектрограма: отримано за допомогою SpectraPlus



Інтервал частот від 0 до 400 Гц



Інтервал частот від 380 до 1150 Гц

Значення, що були отримані в ході експерименту, Гц	Теоретично розраховані значення частот коливань приводу, Гц	Вали приводу, на яких співпадають частоти	Можлива причина коливань
25.62	20.192	IV	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 309
	24	Ротор, I	Незрівноваженість ротору електродвигуна Незрівноваженість деталей на валу I і власне самого валу
	28.606	IV	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 311 та 212 (зовнішня доріжка)
	26.813	V	Вібрації, викликані радіальними зазорами підшипника 312

105,35	102.015	II	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 307
	108,5	III	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 309 і 210
	110.775	VII	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 318 і 2118
202.4	194.398	V	ПЗЗ z19 і z18
	195.623	III	ПЗЗ z5 і z13
	195.623	IV	ПЗЗ z13 і z11
255.4	254.728	IV	ПЗЗ z14 і z16

272.1	268.981	III	ПЗЗ z4 і z12
	267.516	IV	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 212
345.7	347.77	IV	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309(внутрішня доріжка)
363.1	361.982	VII	ПЗЗ z20 і z21
430.8	429.49	IV	Частота коливань, викликаних «гранністю» кульок в підшипнику 309
451,3			
760.5	758.88	I	Частота коливань, викликаних хвилястістю бігових доріжок підшипника 212

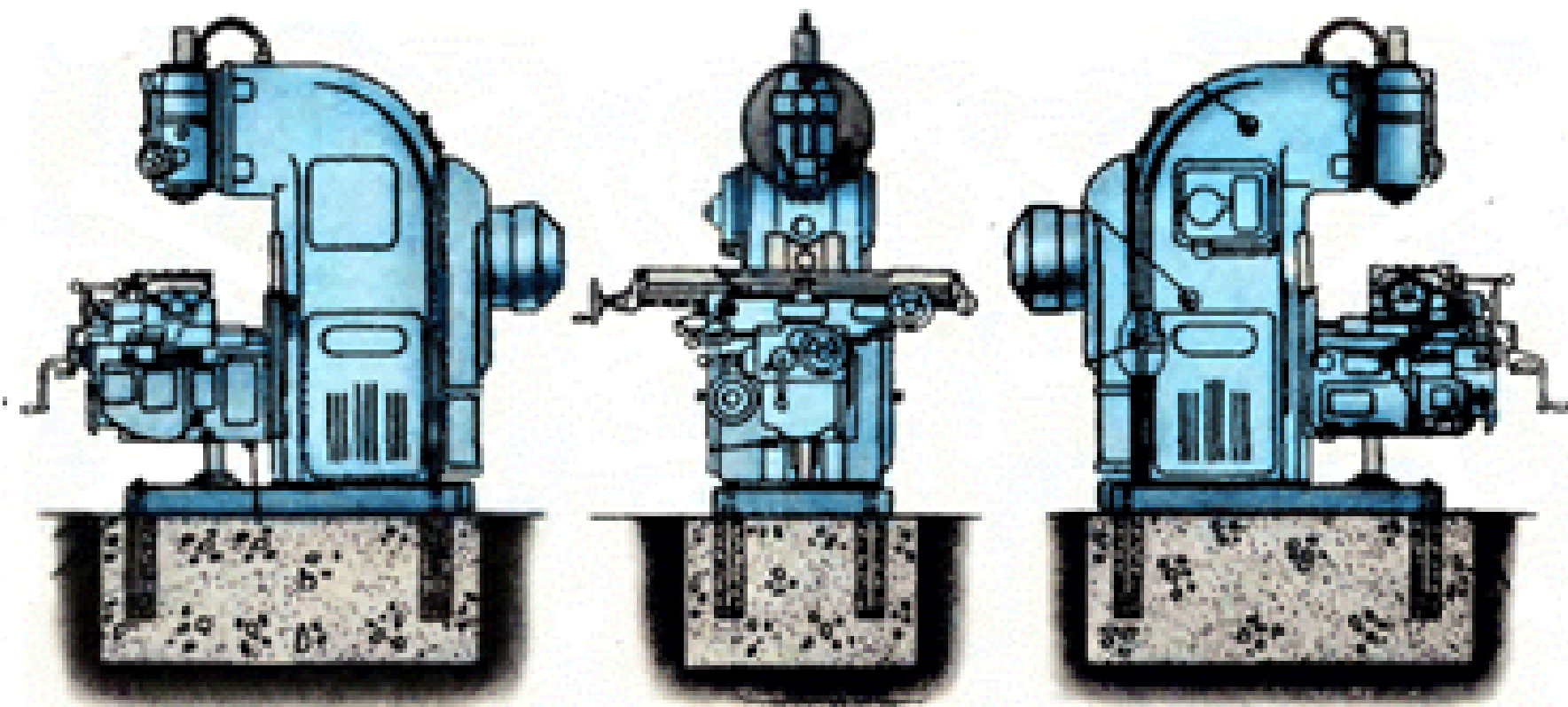
Результати аналізу спектрограми

КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, КМ, МВ-81мн

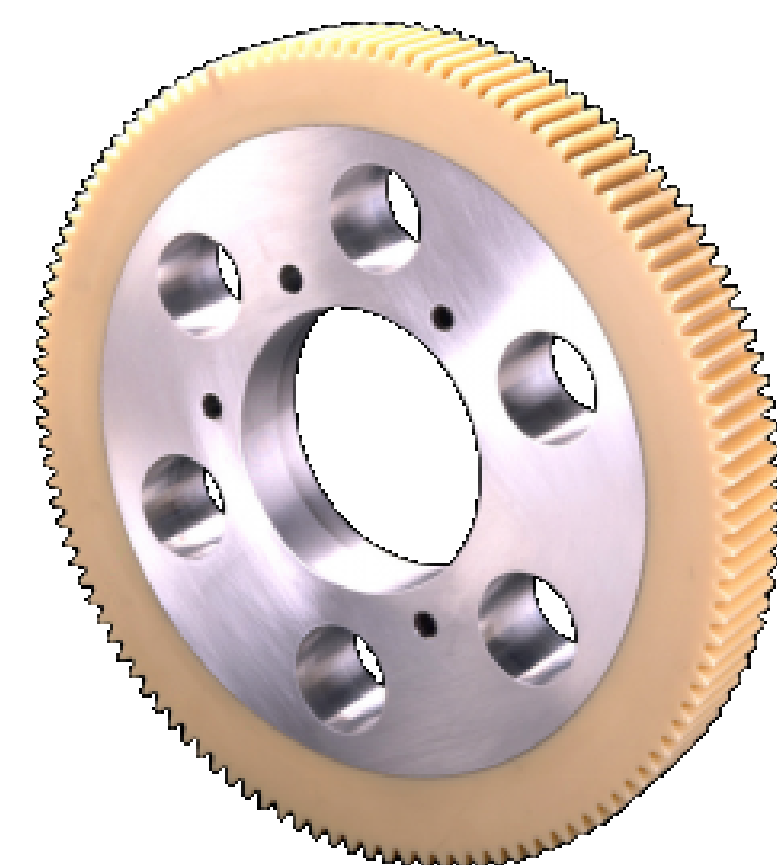
Розробив: \_\_\_\_\_ / Ребров М.І.  
Керівник: \_\_\_\_\_ / к.т.н., доцент Даниленко О.В.



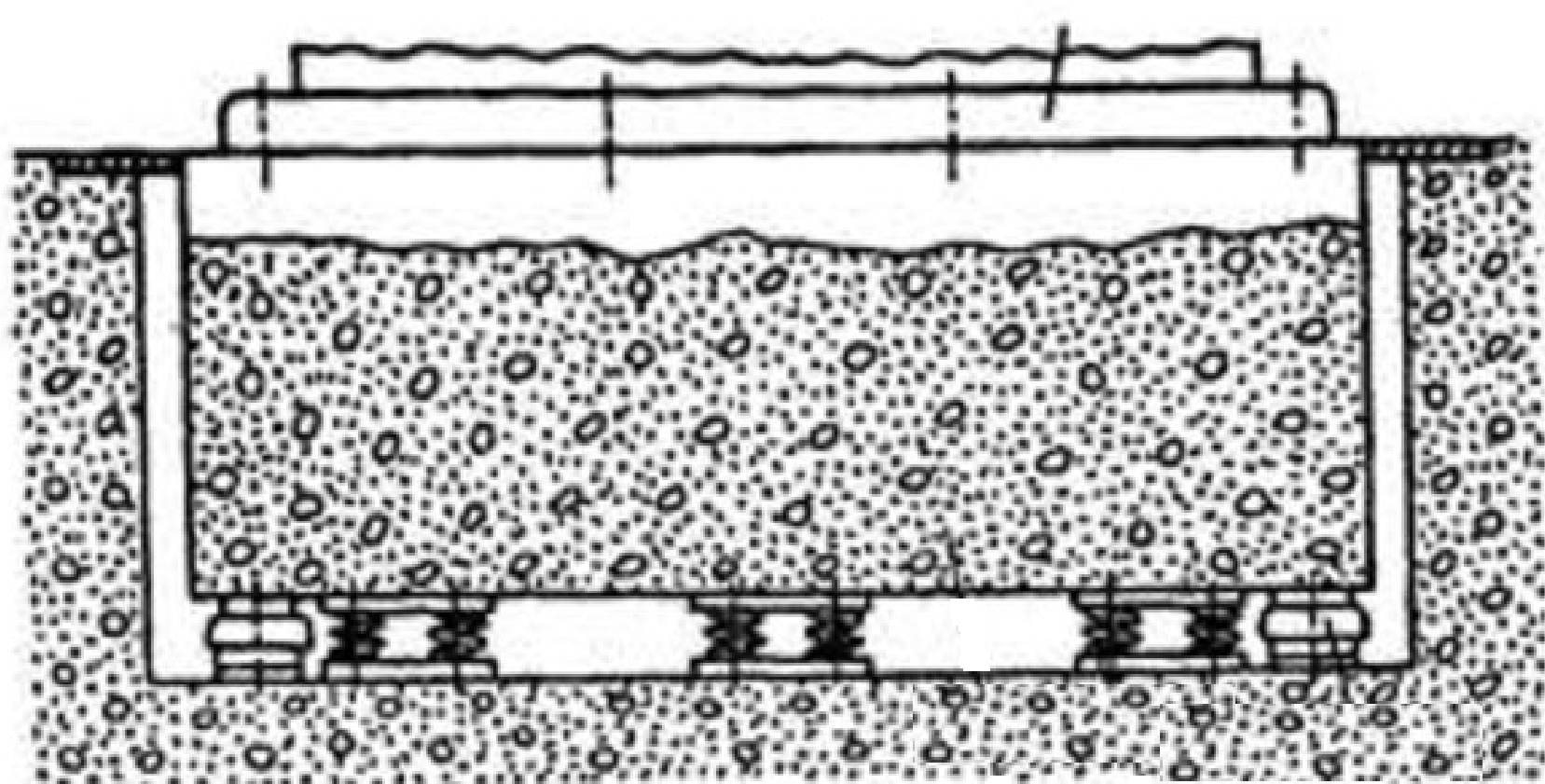
# Методи зменшення рівня віброактивності верстату



Установка на фундамент



Використання композитних чи полімерних матеріалів в конструкції приводів



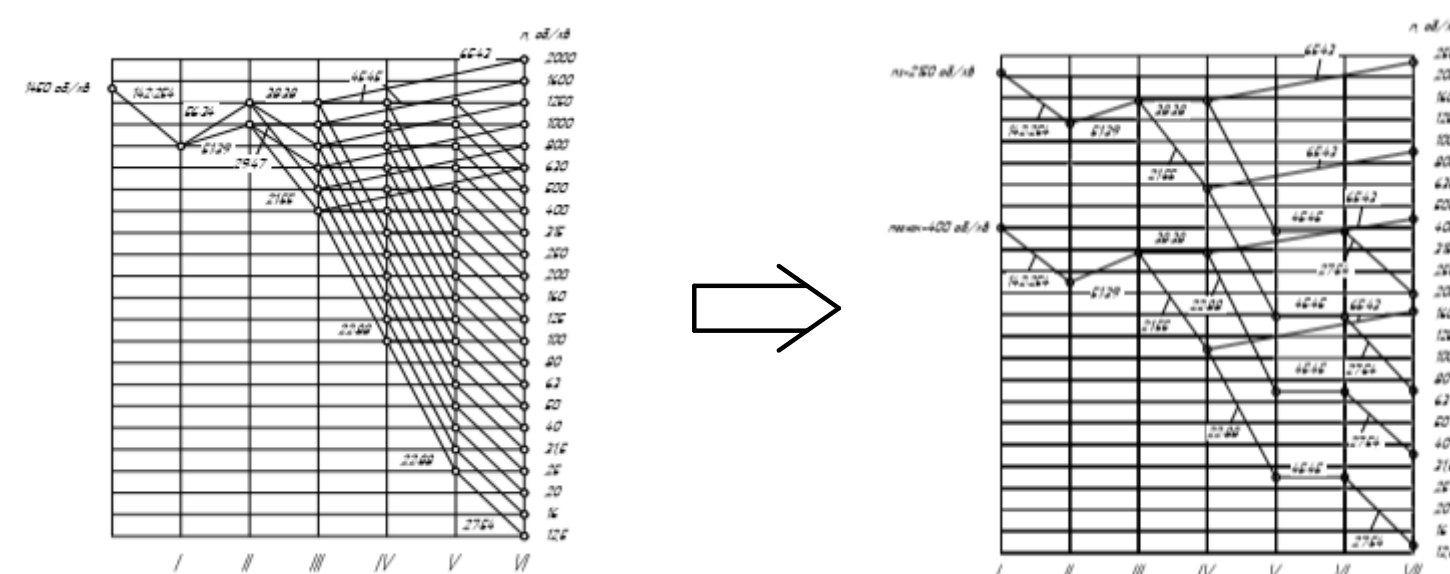
Установка на вібродемпфуючий фундамент



Застосування гібридних та керамічних підшипникових опор



Монтаж на віброопори

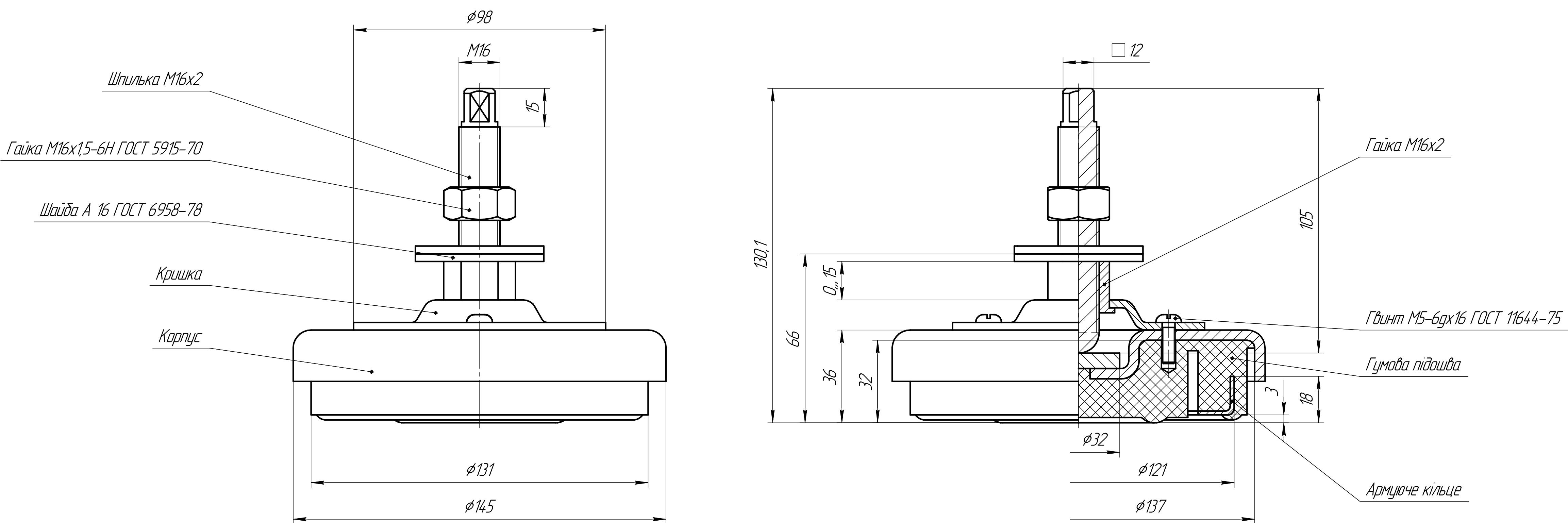


Внесення змін у привід головного руху для уникнення вірогідних частот резонансів

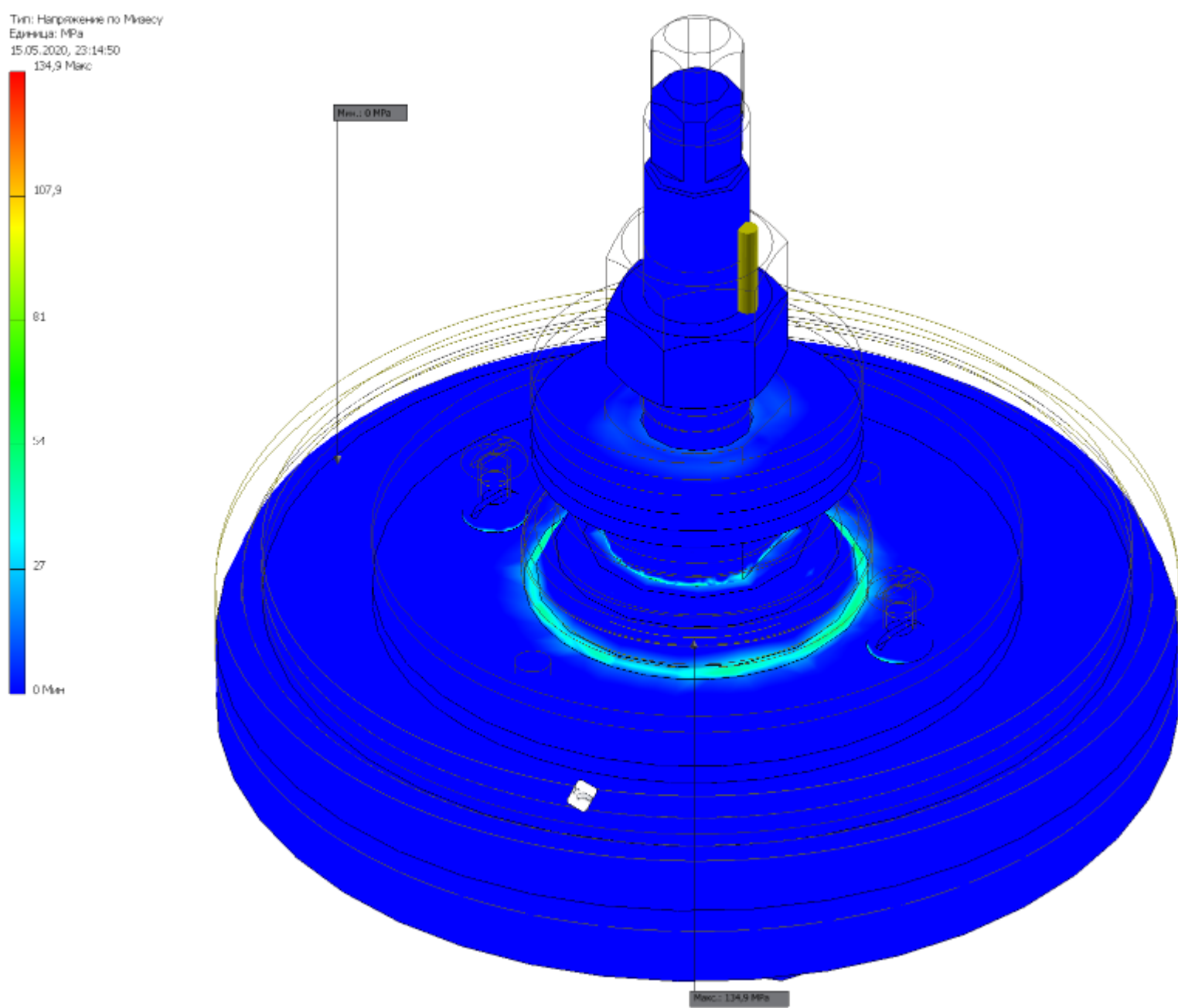


# Відроопора як метод відроізоляції

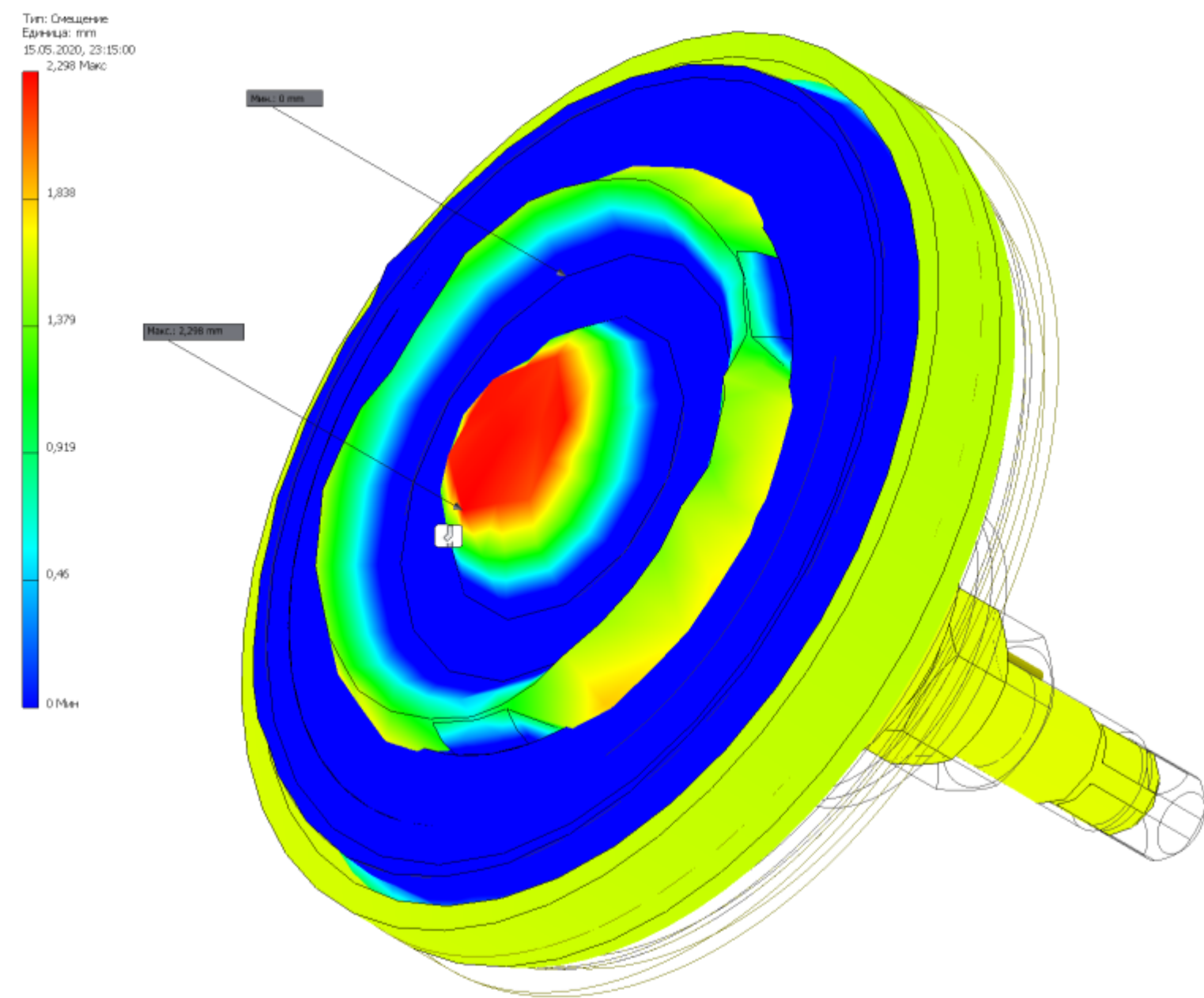
## Компонувальна схема відроопори



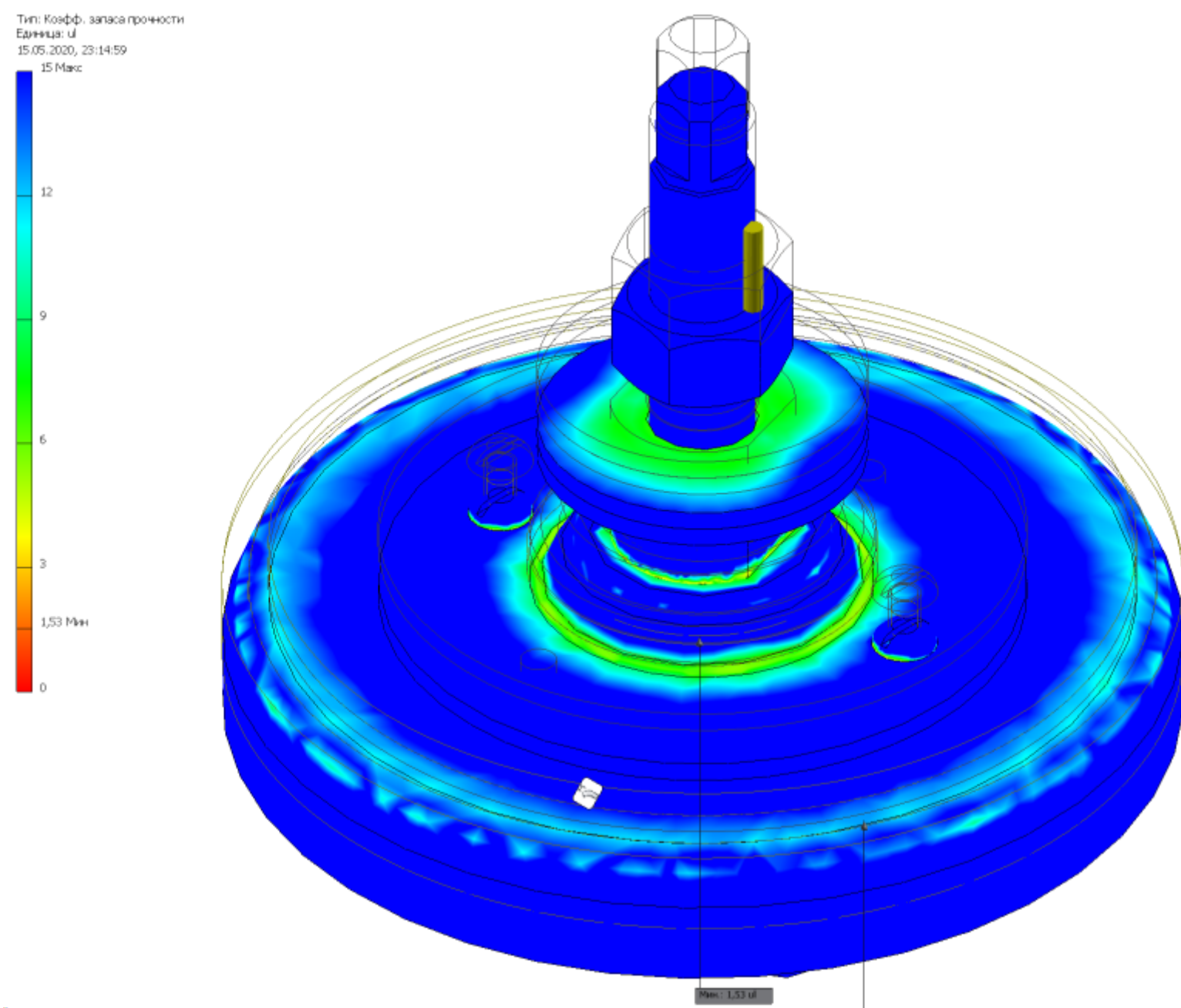
## Дослідження відроопори в середовищі Autodesk Inventor (статичний аналіз)



Напруження по Мізесу



Зміщення елементів відроопори



Коефіцієнт запасу міцності

КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, КМ, МВ-81мн

Розробив: \_\_\_\_\_ / Ребров М.І.  
Керівник: \_\_\_\_\_ / к.т.н., доцент Даниленко О.В.